DAS FACHWISSEN DES INGENIEURS

Karl-Heinz Decker

Verbindungselemente

Gestaltung und Berechnung

CARL HANSER VERLAG MÜNCHEN

DAS FACHWISSEN DES INGENIEURS

VERBINDUNGSELEMENTE

GESTALTUNG UND BERECHNUNG

von Obering. Karl-Heinz Decker

Mit 445 Bildern und 126 Tafeln

CARL HANSER VERLAG MÜNCHEN 1963

Alle Rechte vorbehalten
© 1963 Carl Hanser Verlag, München
Satz und Druck: Georg Appl, Wemding
Zeichnungen: Herbert Jahr, München
Printed in Germany

Vorwort

Verbindungselemente sind an allen Maschinen, Geräten und Bauwerken zu finden. Sie stellen innerhalb des großen Sachgebietes „Maschinenelemente" wohl die wichtigste Gruppe dar. So ist auch ihre Normung und Massenherstellung am weitesten fortgeschritten.

Das vorliegende Fachbuch, das bereits in drei Auflagen im Fachbuchverlag Leipzig erschien und auch in der Bundesrepublik einen großen Leserkreis fand, ist für den Gebrauch an Ingenieurschulen und für die in der Praxis stehenden Ingenieure und Konstrukteure geschrieben worden. Es wurde vollkommen überarbeitet und stark erweitert. Die Formeln wurden überall dort abgeleitet, wo es für das Verständnis notwendig erschien. Die Berechnung auf Gestaltfestigkeit wurde nach der neuesten Methode von *Petersen* aufgebaut. Neu aufgenommen wurde die neue Bruchtheorie von *Brandenberger*, die mit Hilfe von Raum- und Gitterspannungen die Zusammenhänge zwischen Spannung und Dehnung, Fließgrenze und Dauerfestigkeit darlegt und den *Bauschinger-Effekt* spannungstechnisch klärt. Dem Verfasser erschien es ferner wichtig, einen Abschnitt über Kerb- und Stützwirkungen einzufügen, da sie für das Konstruieren von Maschinenteilen von wesentlicher Bedeutung sein können. Hinzugekommen sind ferner die Rohrkonstruktionen bei den Schweißverbindungen im Stahlbau, die Abbrennstumpf- und Buckelschweißverbindungen, die Nietverbindungen im Leichtmetallbau und die lösbaren Preßverbände. Eine wesentliche Änderung erfuhren die Abschnitte über Löt-, Klebe-, Keil- und Schraubenverbindungen sowie die über Teller- und Gummifedern. Das Buch wurde mit vielen Zahlentafeln ausgestattet, um dem Konstrukteur das zum Entwerfen notwendige Material in die Hand zu geben.

Der Verfasser dankt an dieser Stelle dem Verlag für das bereitwillige Eingehen auf seine hochgestellten Anforderungen an die drucktechnische Ausführung und besonders an das Bildmaterial.

Möge das Buch in seiner nunmehr vierten Auflage die gleiche freundliche Aufnahme wie bisher finden.

Berlin, im Mai 1963 Karl-Heinz Decker

Inhaltsverzeichnis

1 Einführung

1.1 *Verbindungsarten* 7
1.2 *Lastfälle* 8
1.3 *Werkstoffe und deren Festigkeit* 10
1.4 *Bruchtheorie* 18
1.5 *Gestaltfestigkeit* 28
1.6 *Sicherheit und zulässige Beanspruchung* 35

2 Unlösbare Verbindungen

2.1 *Schweißverbindungen* 39
2.1.1 Schmelzschweißen, Nahtarten, zeichnerische Darstellung, Werkstoffe 39
2.1.2 Einflüsse auf die Festigkeit, Gestaltung 48
2.1.3 Schweißverbindungen im Kessel- und Druckbehälterbau . . . 60
2.1.4 Schweißverbindungen im Stahlbau 90
2.1.5 Schweißverbindungen im Maschinenbau 109
2.1.6 Preßschweißverbindungen 114
2.2 *Lötverbindungen* 122
2.2.1 Verfahren, Lote 122
2.2.2 Gestaltung 124
2.2.3 Festigkeitsberechnung 129
2.3 *Klebeverbindungen* 134
2.3.1 Kleber, Verfahren, Gestaltung 134
2.3.2 Festigkeitsberechnung 141
2.4 *Nietverbindungen* 143
2.4.1 Herstellung, Schnittzahl, Gestaltung 143
2.4.2 Nietverbindungen im Kessel- und Druckbehälterbau 147
2.4.3 Nietverbindungen im Stahlbau 155
2.4.4 Nietverbindungen im Leichtmetallbau 169
2.4.5 Nietverbindungen im Maschinen- und Gerätebau 179
2.5 *Bördel- und Sickenverbindungen* 182
2.6 *Preßverbindungen* 183
2.6.1 Quer- und Längspreßpassungen, Herstellung 183
2.6.2 Berechnung zylindrischer Preßpassungen 185
2.6.3 Schrumpfringe 195
2.6.4 Schrumpfanker 199

3 Lösbare Verbindungen

3.1 *Befestigungs- und Tragschrauben* 203
3.1.1 Gewinde, Schrauben, Muttern, Sicherungen 203
3.1.2 Werkstoffe, Herstellung, Ausführungsgüte 219

3.1.3 Kräfte, Momente, Spannungen, Lastverteilung, Verformung . . 222
3.1.4 Haltbarkeit, Dehn- und Starrschrauben 231
3.1.5 Verspannungsbild, größte Zugspannung, Sicherheit gegen Abheben, Stoßarbeit 237
3.1.6 Vorgespannte und zügig längsbelastete Schrauben 243
3.1.7 Vorgespannte und dynamisch längsbelastete Schrauben 245
3.1.8 Tragschrauben (unvorgespannte Schrauben) 246
3.1.9 Querbelastete Schrauben 247

3.2 *Bewegungsschrauben* 250
3.2.1 Gewinde, Werkstoffe 250
3.2.2 Kräfte, Reibung, Wirkungsgrad, Selbsthemmung 253
3.2.3 Festigkeitsberechnung 256

3.3 *Nabenverbindungen* 257
3.3.1 Längskeile 257
3.3.2 Querkeile 266
3.3.3 Paßfedern 270
3.3.4 Profilwellen und -naben 274
3.3.5 Preßverbände mit zylindrischen und kegeligen Paßfugen . . . 284
3.3.6 Klemmnaben 290
3.3.7 Kraftschlüssige Spannelemente 295
3.3.8 Stirnverzahnte Naben 310

3.4 *Stift- und Bolzenverbindungen* 316
3.4.1 Stifte 316
3.4.2 Bolzen 324
3.4.3 Festigkeitsberechnung 327

4 Elastische Verbindungen (Federn)

4.1 *Grundlagen* 333
4.1.1 Anwendung, Kennlinien, Federarbeit, Schwingverhalten 333
4.1.2 Werkstoffe und deren Festigkeit 336
4.1.3 Berechnungsgrundlagen 343

4.2 *Ringfedern* 345

4.3 *Blattfedern* 349

4.4 *Spiralfedern* 358

4.5 *Schenkelfedern* 360

4.6 *Tellerfedern* 362

4.7 *Drehstabfedern* 371

4.8 *Zylindrische Druck- und Zugfedern* 374
4.8.1 Kaltgeformte Druckfedern aus Runddraht 374
4.8.2 Warmgeformte Druckfedern aus Rundstäben 378
4.8.3 Zylindrische Zugfedern aus Runddraht 380
4.8.4 Berechnung der zylindrischen Schraubenfedern aus Runddraht . 382
4.8.5 Zylindrische Druckfedern aus Vierkantdraht 384

4.9 *Kegelige Druckfedern* 385

4.10 *Gummifedern* 387

Quellenangabe 397

Sachverzeichnis 401

1 Einführung

1.1 Verbindungsarten

Elemente zum Zusammenfügen (kurz *Fügen*) oder Befestigen von Einzelteilen (*Bauteilen*) sind in den vielfältigsten Formen anzutreffen. Jede Maschine enthält irgendwelche *Verbindungselemente*. Ihre Wichtigkeit und vielseitige Anwendung führte zu einer weitgreifenden Normung und Massenherstellung. Um den wirtschaftlichen Erfordernissen Rechnung zu tragen, muß jeder Konstrukteur bestrebt sein, auf genormte Teile in jedem möglichen Fall zurückzugreifen.

Es gibt drei große Gruppen von Verbindungen, und zwar

1. *Unlösbare Verbindungen*

   Sie lassen sich lediglich durch eine Zerstörung oder Beschädigung der Elemente oder Bauteile aufheben. Es rechnen auch solche dazu, die sich unter großem Kraftaufwand zerstörungsfrei lösen lassen, wie z. B. Preßverbindungen. Man unterscheidet *stoffschlüssige*, *formschlüssige* und *kraftschlüssige Verbindungen*.

   Stoffschlußverbindungen werden durch eine Werkstoffvereinigung hergestellt, z. B. durch Schweißen, Löten, Kleben, Kitten. In Formschlußverbindungen sorgt die Form der Elemente für das Gefügtbleiben der Bauteile, z. B. Niete, Bördel, Sicken, Falze, Lappen. Kraftschlußverbindungen entstehen durch das Fügen von Teilen mit Übermaß unter hohem Druck durch Aufpressen oder Aufschrumpfen. Der entstehende Reibungswiderstand verhindert ein Verschieben oder Verdrehen der gefügten Bauteile.

2. *Lösbare Verbindungen*

   Sie lassen sich wiederholt fügen und lösen. Man unterscheidet *kraftschlüssige*, *vorgespannt formschlüssige* und *unvorgespannt formschlüssige Verbindungen*.

   Kraftschlußverbindungen nutzen den Reibungswiderstand zwischen den Elementen und den Bauteilen aus. Zur Erzeugung des Reibungswiderstandes ist eine hohe Flächenpressung erforderlich. Die Bauteile werden deshalb durch spannende Elemente zusammengeklemmt. Dazu müssen die Elemente oder Bauteile entsprechend geformt, d. h. mit Klemmschlitzen oder Kegeln versehen sein. Vorgespannte Formschlußverbindungen entstehen durch das Einziehen oder durch das stramme Einschlagen von Elementen in die Bauteile. Die Form der Elemente hält die Bauteile zusammen, z. B. Befestigungsschrauben, Keile, Stifte. Bei den unvorgespannten Verbindungen erfolgt das Fügen ohne Kraftaufwand, z. B. mit Tragschrauben, Bewegungsschrauben, Paßfedern, Profilwellen und -naben, Bolzen.

3. *Elastische Verbindungen*

Ihre Elemente sind *Federn* aller Art, wie Blatt-, Teller- und Schraubenfedern. Sie ermöglichen eine begrenzte Bewegung der gefügten Bauteile zueinander unter Kraftaufwand oder halten die Bauteile in Ruhe unter Spannung. Man unterscheidet daher *dynamisch-* und *statisch-elastische Verbindungen*.

1.2 Lastfälle

Die Verbindungselemente und die gefügten Bauteile werden durch Betriebskräfte, ggf. zusätzlich durch Vorspannkräfte belastet, d.h., sie haben *Lasten P* zu tragen oder durch diese hervorgerufene *Momente M* aufzunehmen. Nur selten ist die Belastung *ruhend*, d.h. gleichförmig ohne Änderung. Häufiger sind

1. die *zügige Belastung*

Sie wächst in einem Zuge (zügig) auf einen bestimmten Wert und verharrt in diesem eine Zeitlang, um dann nach dem Abfall erneut zügig anzusteigen, wie z.B. in Werkzeugmaschinen nach einzelnen Arbeitsperioden (Bild 1). Zur Festigkeitsberechnung wird sie der ruhenden Belastung unter Einsatz der Größtlast gleichgesetzt.

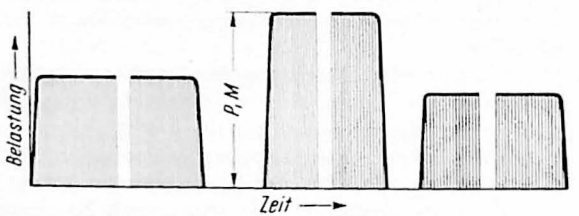


Bild 1. Zügige Belastung

2. die *schwingende Belastung*

Sie ändert ihre Größe ständig, wie z.B. an Kurbelwellen von Kolbenmaschinen, an Pressen und Hämmern. Eine Lastperiode, während der sich die Last von ihrem *Unterwert* P_U über ihren *Oberwert* P_O bis zur Rückkehr zu ihrem Unterwert ändert, also eine Schwingung vollführt, heißt *Lastspiel*. Nach Bild 2 ist zu unterscheiden zwischen Belastungen im *Schwellbereich* und solchen im *Wechselbereich*. Im Schwellbereich findet eine Laständerung unter gleichem Vorzeichen statt, im Wechselbereich ändert die Last während eines Spiels ihr Vorzeichen, wird also z.B. von einer Zugkraft zu einer Druckkraft. Die Schwingbreite ist der *Lastausschlag*:

$$P_A = \frac{P_O - P_U}{2} \text{ [kp]}, \tag{1.1}$$

$$M_A = \frac{M_O - M_U}{2} \text{ [kpmm, kpcm]}. \tag{1.2}$$

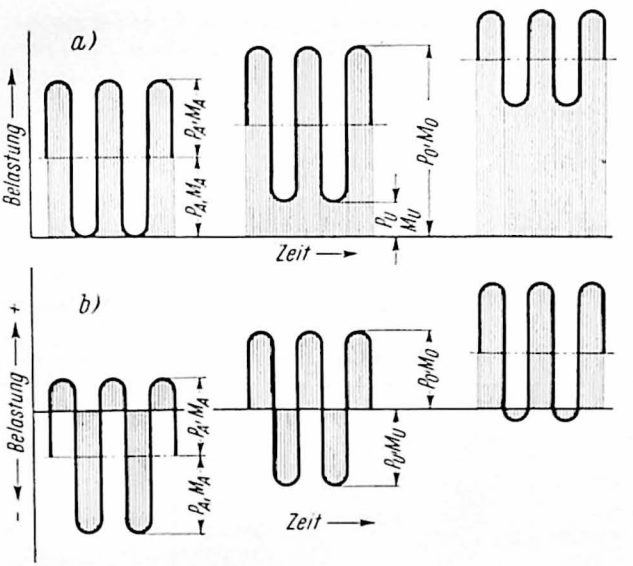


Bild 2. Schwingende Belastung
a) im Schwellbereich, b) im Wechselbereich

Je nach Arbeitsrhythmus der Maschinen kann nach gewissen Betriebsdauern eine Laständerung eintreten, oder sie arbeiten mit unregelmäßigen Lastpsielen und -ausschlägen. Im allgemeinen wird zur Festigkeitsberechnung der ungünstigste Lastfall (der größte Lastausschlag) herangezogen. Für den Konstrukteur ist es in den meisten Fällen schwierig, die wirkliche Last vorauszubestimmen, da oftmals unerfaßbare Stöße auftreten. In solchen

Tafel 1. Stoßfaktoren φ

Art der Stöße	Maschinenart	Stoßfaktor φ
leicht	Umlaufende Maschinen, wie Dampf- und Wasserturbinen, Verdichter, Schleifmaschinen, elektrische Maschinen	1,1 · · · 1,2
mittelstark	Kolbenmaschinen, wie Dampf- und Brennkraftmaschinen, Pumpen, Verdichter, ferner Hobel- und Stoßmaschinen	1,3 · · · 1,5
stark	Schmiedepressen, wie Spindel- und Gesenkpressen, ferner Abkantpressen, Profilstahlscheren, Lochmaschinen, Ziehbänke, Kollergänge	1,6 · · · 2,0
sehr stark	Mechanische Hämmer, Walzwerksmaschinen, Steinbrecher	2,1 · · · 3,0

Fällen vervielfacht man aus der Erfahrung heraus die *Betriebsnennlast* P_{nenn} oder das *Betriebsnennmoment* M_{nenn} rechnerisch mit einer *Stoßzahl* φ (Tafel 1):

$$P = \varphi\, P_{\text{nenn}} \text{ [kp]}, \tag{2.1}$$

$$M = \varphi\, M_{\text{nenn}} \text{ [kpmm, kpcm]}. \tag{2.2}$$

1.3 Werkstoffe und deren Festigkeit

Wenn keine korrosiven Angriffe zu befürchten sind, ist normalerweise Stahl oder Grauguß der gegebene Werkstoff für Maschinenteile. Kompliziert ge-

Tafel 2. Allgemeine Baustähle DIN 17100 (unlegierte Kohlenstoffstähle)

Gütegruppe 1 für allgemeine Anforderungen	Gütegruppe 2 für höhere Anforderungen	Gütegruppe 3 für Sonderanforderungen	Zugfestigkeit σ_B [kp/mm²]	Streckgrenze σ_S [kp/mm²]	Biegewinkel von 180° mit Dorndmr. von[1])	Eisenbegleiter [%] C	P	S
St 33			33···50	—	3a	—	—	—
St 34			34···42	21	1a	0,21	0,10	0,063
	St 34-2				0,5a	0,21	0,063	0,063
		St 34-3				0,19	0,055	0,055
St 37			37···45	24	1a	0,25	0,10	0,063
	St 37-2					0,25	0,075	0,063
		St 37-3				0,22	0,055	0,055
St 42			42···50	26	2a	0,31	0,10	0,063
	St 42-2					0,31	0,075	0,063
		St 42-3				0,27	0,055	0,055
St 50			50···60	30	—	0,30	0,088	0,055
	St 50-2					0,30	0,066	0,055
		St 52-3	52···62	36	2a	0,22	0,055	0,055
St 60			60···72	34	—	0,40	0,088	0,055
	St 60-2					0,40	0,066	0,055
	St 70-2		70···85	37	—	0,50	0,066	0,055

[1]) a = Probendicke

Tafel 3. Vergütungsstähle (legiert) DIN 17200 (Festigkeitswerte im vergüteten Zustand)

Marke	Zugfestigkeit σ_B [kp/mm²]	Streckgrenze σ_S [kp/mm²]	Bruchdehnung [%]	Eisenbegleiter[1]) in %								
				C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	V	Ni
C 22 Ck 22	55 ··· 65	36	20	0,25	0,35	0,60	0,045 0,035	0,045 0,045				
C 35 Ck 35	65 ··· 80	42	16	0,40	0,35	0,70	0,045 0,035	0,045 0,035				
C 45 Ck 45	75 ··· 90	48	14	0,50	0,35	0,80	0,045 0,035	0,045 0,035				
C 60 Ck 60	85 ··· 105	57	12	0,65	0,35	0,80	0,045 0,035	0,045 0,035				
40 Mn 4 27 MnCrV 4 30 Mn 5 25 CrMo 4	90 ··· 105	65	12	0,44 0,30 0,34 0,29	0,50 0,35 0,55 0,35	1,10 1,30 1,50 0,80	0,035	0,035	0,90 1,20	0,25	0,12	
37 MnSi 5 34 Cr 4 36 Cr 6 41 Cr 4 34 CrMo 4	100 ··· 120	80	11	0,41 0,37 0,40 0,44 0,37	1,40 0,35 0,35 0,35 0,35	1,40 0,80 0,60 0,80 0,80	0,035	0,035	1,20 1,70 1,20 1,20	0,25		
42 MnV 7 42 CrMo 4 42 CrV 6 36 CrNiMo 4	110 ··· 130	90	10	0,45 0,45 0,46 0,40	0,35	1,90 0,80 0,80 0,80	0,035	0,035	1,20 1,70 1,20	0,25 0,25	0,12 0,12	1,20
50 CrMo 4 50 CrV 4 34 CrNiMo 6	110 ··· 130	90	10	0,54 0,55 0,38	0,35	0,80 1,10 0,70	0,035	0,035	1,20 1,20 1,70	0,25 0,25	0,12	1,70
30 CrMoV 9 30 CrNiMo 8	125 ··· 145	105	9	0,34	0,35	0,70 0,60	0,035	0,035	2,70 2,10	0,25 0,35	0,20	2,10

[1]) Es sind die höchstzulässigen Anteile angegeben.

Tafel 4. Einsatzstähle (legiert) DIN 17210 (Festigkeitswerte im Kern nach dem Einsatzhärten)

Marke	Zugfestigkeit σ_B [kp/mm²]	Streckgrenze σ_S [kp/mm²]	Bruchdehnung [%]	Eisenbegleiter[1]) [%] C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni
C 10 Ck 10	42···52	25	19	0,12 0,12	0,35 0,35	0,50 0,50	0,045 0,035	0,045 0,035		
C 15 Ck 15	50···65	30	16	0,18 0,18	0,35 0,35	0,50 0,50	0,045 0,035	0,045 0,035		
15 Cr 3	60···85	40	13	0,18	0,35	0,60	0,035	0,035	0,80	
16 MnCr 5	80···110	60	10	0,19	0,35	1,3	0,035	0,035	1,1	
15 CrNi 6	90···120	65	9	0,17	0,35	0,60	0,035	0,035	1,7	1,7
20 MnCr 5	100···130	70	8	0,22	0,35	1,4	0,035	0,035	1,3	
18 CrNi 8	120···145	80	7	0,20	0,35	0,60	0,035	0,035	2,1	2,1
41 Cr 4	155···180	130	7	0,44	0,35	0,80	0,035	0,035	1,2	

[1]) Es sind die höchstzulässigen Anteile angegeben.

Tafel 5. Stahlguß DIN 1681

Marke	Zugfestigkeit σ_B [kp/mm²]	Streckgrenze σ_S [kp/mm²]	Bruchdehnung [%]
GS-38	38	—	20
GS-45	45	—	16
GS-52	52	—	12
GS-60	60	—	8
GS-38.3	38	18	25
GS-45.3	45	22	22
GS-52.3	52	25	18
GS-60.3	60	36	15

formte Teile werden am wirtschaftlichsten gegossen. Wenn die Festigkeit oder Zähigkeit von *Grauguß* DIN 1691 nicht ausreicht, wird auf *Stahlguß* DIN 1681 oder bei kleinen Teilen auf *Temperguß* DIN 1692 zurückgegriffen.

Für einfache Teile eignen sich gewalzte oder geschmiedete Stähle, bei nicht zu hohen Anforderungen die *Allgemeinen Baustähle* DIN 17 100 mit niedrigem Kohlenstoffgehalt (St 33···St 50). Wird eine höhere Festigkeit oder eine Härtbarkeit verlangt, dann werden die Allgemeinen Baustähle mit höherem Kohlenstoffgehalt (St 60, St 70) verwendet oder bei größeren Querschnitten die legierten *Vergütungsstähle* DIN 17 200. Das Vergüten ist ein Anlaßvorgang, der das Gefüge verfeinert. Als Folgeerscheinung nimmt die Härte ab, während die Zähigkeit steigt.

Teile, die durch Gleitbeanspruchung dem Verschleiß unterworfen sind oder die besonders hohe Flächenpressungen aufzunehmen haben, werden aus kohlenstoffarmen *Einsatzstählen* DIN 17210 hergestellt. Diese werden an der

Tafel 6. Grauguß DIN 1691

Güteklasse	Marke	Wanddicke des Gußstückes [mm]	Zugfestigkeit σ_B [kp/mm²]	Biegefestigkeit σ_{bB} [kp/mm²]
normaler Grauguß	GG–12	8···50	12	—
	GG–14	4··· 8	18	32
		8···15	16	30
		15···30	14	28
		30···50	11	24
	GG–18	4··· 8	22	38
		8···15	20	36
		15···30	18	34
		30···50	15	30
hochwertiger Grauguß	GG–22	4··· 8	26	44
		8···15	24	42
		15···30	22	40
		30···50	19	36
	GG–26	8···15	28	48
		15···30	26	46
		30···50	23	42
Sondergrauguß	GG–30	15···30	30	48
		30···50	25	45

Oberfläche aufgekohlt und gehärtet (flammen- oder induktionsgehärtet), so daß ihr Kern zäh bleibt.

Muß leicht gebaut werden, dann wählt man hochfeste Stähle oder spezifisch leichte, vergütbare *Aluminium-* oder *Magnesium-Legierungen* sowie *Kunststoffe*.

Zur Festlegung der zulässigen Spannungen bei zügiger Belastung ist die Kenntnis der Bruchfestigkeit und der Fließgrenze (Streckgrenze) der Werkstoffe, insbesondere der Stähle, von Bedeutung. Unter der *Fließgrenze* versteht man die Spannung, bei der ein Werkstoff beginnt, sich plastisch zu strecken. Sie heißt *Streckgrenze* σ_S bei Zug, *Quetschgrenze* σ_{-S} bei Druck, *Biegestreckgrenze* σ_{bS} bei Biegung und *Drehungsstreckgrenze* τ_{tS} bei Torsion. Für Werkstoffe, die keine ausgeprägte Fließgrenze zeigen, wird die *0,2-Grenze* $\sigma_{0,2}$ benutzt, bei der der Werkstoff eine bleibende Dehnung von 0,2% erfährt. Grauguß zeigt keine Fließgrenze und verformt sich kaum plastisch. Im allgemeinen werden die Festigkeitseigenschaften an polierten Prüfstäben von 10 mm Dmr. festgestellt. Für die gebräuchlichsten Stahlwerkstoffe und für Grauguß sind die Festigkeitswerte sowie die *Eisenbegleiter* (Beimengungen) in den Tafeln 2···6 angegeben.

Wegen Ermüdungsgefahr (Gefügezerrüttung) ist bei schwingender Belastung im allgemeinen die *Dauerschwingfestigkeit* σ_D bzw. τ_D (kurz *Dauerfestigkeit*) der Werkstoffe (der Prüfstäbe) maßgebend. Sinngemäß zum Lastausschlag P_A

wird mit dem *Spannungsausschlag* σ_A bzw. τ_A *der Dauerfestigkeit* (kurz *Ausschlagsfestigkeit*) gerechnet. Die sich aus *Oberspannung* σ_O bzw. τ_O und *Unterspannung* σ_U bzw. τ_U ergebende Durchschnittsspannung heißt *Mittelspannung* σ_M bzw. τ_M (Bild 3). Mit dieser wird die Dauerfestigkeit des Werkstoffs (des Prüfstabes) wie folgt angegeben:

$$\sigma_D = \sigma_M \pm \sigma_A \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{3.1}$$

$$\tau_D = \tau_M \pm \tau_A \text{ [kp/mm}^2\text{]}. \tag{3.2}$$

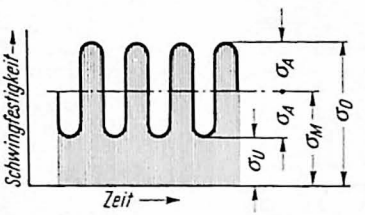


Bild 3. Schwingfestigkeit

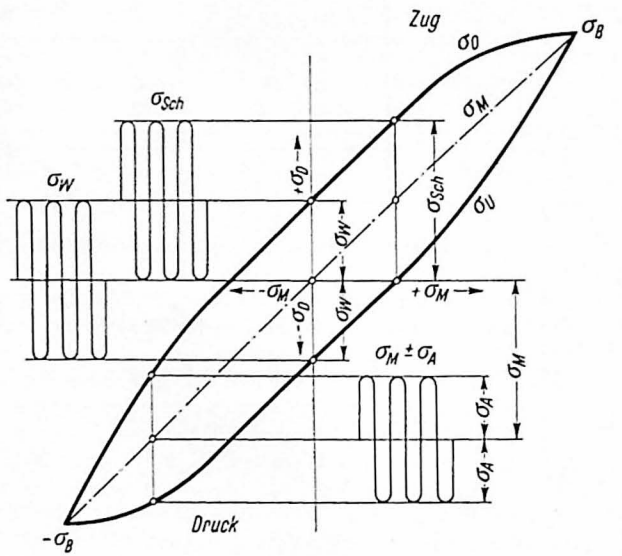


Bild 4. Dauerfestigkeitsschaubild nach *Smith* für Zug-Druck

Bild 4 zeigt ein *Dauerfestigkeitsschaubild* nach *Smith* für Zug-Druck (Dauerschwingversuche, Begriffe, Zeichen, Durchführung, Auswertung siehe DIN 50100). Die strichpunktierte, unter 45° laufende Linie stellt die Mittelspannung σ_M dar, von der nach oben und unten der Spannungsausschlag σ_A der Dauerfestigkeit abgetragen ist. Von der Abszisse aus kennzeichnen sie Oberspannung σ_O und Unterspannung σ_U der Dauerfestigkeit. Bei $\sigma_M = 0$ spricht man von der *Wechselfestigkeit* σ_W. Es ist also $\sigma_W = \pm \sigma_A = + \sigma_O = - \sigma_U$.

Bei $\sigma_M = \sigma_A$ bzw. $\sigma_U = 0$ liegt die *Schwellfestigkeit* σ_{Sch}; sie beträgt $\sigma_{Sch} = 2\sigma_A = \sigma_O$.

Praktisch schließen die Dauerfestigkeitsschaubilder mit der Streckgrenze ab (Bild 5), weil sich bei deren Überschreiten der Werkstoff unzulässig plastisch verformt. Es hat sich erwiesen, daß die Ausschlagsfestigkeit σ_A in den meisten Fällen über den gesamten Lastspielbereich bis an die Streckgrenze heran nahezu konstant bleibt. Im allgemeinen kann daher $\sigma_A = \sigma_W$ bzw. $\tau_A = \tau_W$ angenommen werden.

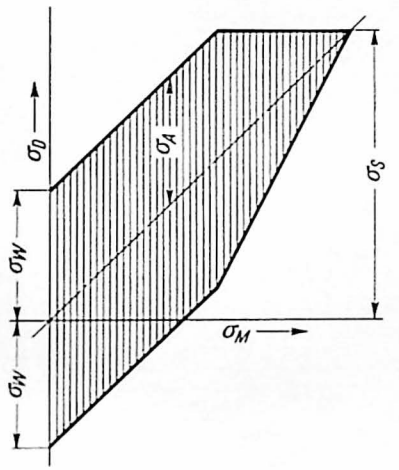


Bild 5. Mit der Streckgrenze abschließendes, praktisches Dauerfestigkeitsschaubild

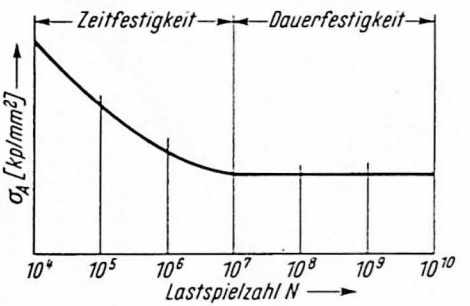


Bild 6. *Wöhlerschaubild*

Tafel 7. Einfluß der Eisenbegleiter auf die Stahleigenschaften
(Ein Pluszeichen kennzeichnet eine Erhöhung, ein Minuszeichen eine Erniedrigung der betreffenden Eigenschaft; ± 1 bedeutet z. B., daß unter 1% eine Erhöhung, über 1% eine Erniedrigung der Eigenschaft zu erwarten ist)

Eigenschaft	Eisenbegleiter												
	C	Mn	Si	P	S	N	H	Cu	Al	Ni	Cr	Mo	V
Zugfestigkeit	+	+	+	+	(−)	+	+	+		+	+	+	+
Dehnung	−	−	−	−		±0,01	−	+		+	−	−	
Kerbschlagzähigkeit	−	+	−	−			−	−	−	+	−	−	+
Härte	+	+	+			+		+		+	+	+	+
Kaltverformbarkeit	−	−	−	−	−	−	−	−	−		−	+	−
Schmiedbarkeit	−	±1	−		−			−	−		−		+
Feuerschweißbarkeit	−	−	−	−	−			−	−		−	−	
Schmelzschweißbarkeit	−	+	−	−	−		−		+	−		+	+
Rot- und Heißbruchgefahr		−			+			+		+	−	+	
Härtbarkeit	+	+						+	−	(−)	+	+	+
Alterungsempfindlichkeit	(−)		−	+		+	(+)		−	−		−	−
Dauerstandfestigkeit				(−)	(−)	+		+		+	+	+	+

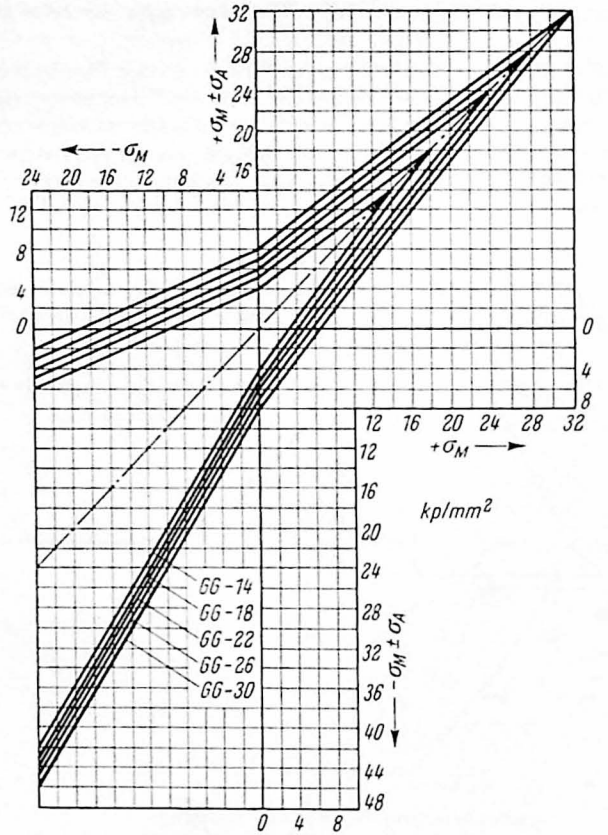


Bild 7. Dauerfestigkeitsschaubilder für Grauguß (Zug-Druck)

Überschreitet die Beanspruchung die Dauerfestigkeit, dann bricht der Werkstoff nach einer begrenzten Lastspielzahl N. Man spricht von der *Zeitschwingfestigkeit* σ_Z bzw. τ_Z (kurz *Zeitfestigkeit*). Bild 6 zeigt den Verlauf des Spannungsausschlages σ_A in Abhängigkeit der Lastspielzahl (*Wöhlerschaubild*). Wo die Kurve in eine Waagerechte übergeht, beginnt der Bereich der Dauerfestigkeit. Ist ein Maschinenteil lediglich für eine begrenzte Lebensdauer auszulegen, dann ist die Zeitfestigkeit für die geforderte Lastspielzahl maßgebend:

$$\sigma_Z = \sigma_M \pm \sigma_A \text{ für } N \text{ Lastspiele [kp/mm}^2\text{]}, \tag{4.1}$$

$$\tau_Z = \tau_M \pm \tau_A \text{ für } N \text{ Lastspiele [kp/mm}^2\text{]}. \tag{4.2}$$

Für Grauguß ist die Dauerfestigkeit den Bildern 7 ··· 9 zu entnehmen. Den Einfluß der verschiedenen Eisenbegleiter auf die Eigenschaften der Stähle vermittelt Tafel 7.

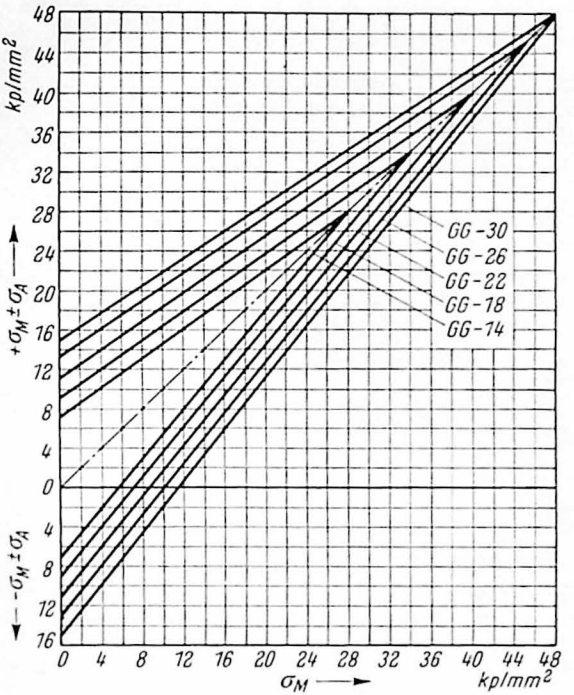


Bild 8. Dauerfestigkeitsschaubilder für Grauguß (Biegung)

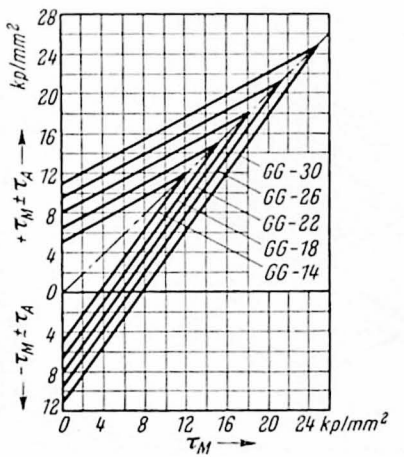


Bild 9. Dauerfestigkeitsschaubilder für Grauguß (Torsion)

1.4 Bruchtheorie

Wenn der Einheitswürfel (Bild 10a) durch eine äußere Kraft (hier die Zugspannung σ_1) nach Bild 10b beansprucht wird, dehnt er sich in dieser Hauptrichtung um $a_1 = \sigma_1/E$, während er quer dazu eine Kontraktion (Querkürzung) $a_2 = a_3 = -a_1/m = -\sigma_1/Em$ erfährt (E Elastizitätsmodul, m Poissonsche Zahl $\approx 10/3$ für Metalle). Kommt eine Hauptspannung σ_2 hinzu (Bild 10c), dann dehnt sich der Würfel auch in dieser Richtung und wird in den Hauptrichtungen 1 und 3 quergekürzt. Es ist dann $a_1 = \sigma_1/E - \sigma_2/Em$, $a_2 = \sigma_2/E - \sigma_1/Em$ und $a_3 = -(\sigma_1 + \sigma_2)/Em$. Wird noch eine dritte Hauptspannung σ_3 hinzugefügt (Bild 10d), dann erhält man die Dehnungen in den drei Hauptrichtungen nach dem *Superpositionsgesetz* zu

$$a_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\sigma_2 + \sigma_3}{Em}, \tag{5.1}$$

$$a_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{Em}, \tag{5.2}$$

$$a_3 = \frac{\sigma_3}{E} - \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{Em}. \tag{5.3}$$

Sobald mehr als eine Hauptspannung wirkt, verlieren somit Spannung und Dehnung ihre Proportionalität. Das äußere Verhalten (die Formänderung)

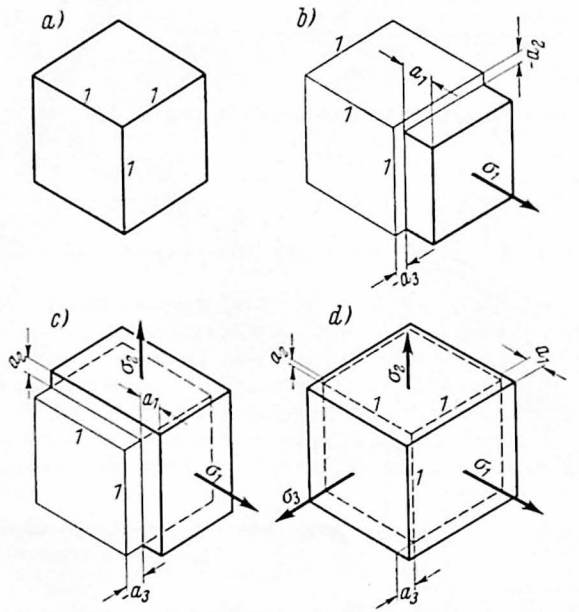


Bild 10. Spannungs- und Formänderungszustände am Einheitswürfel
a) Einheitswürfel, b) einachsiger Spannungszustand, c) zweiachsiger Spannungszustand, d) dreiachsiger Spannungszustand

des Würfels wird zwar richtig wiedergegeben, im Verhältnis der Spannung zur Dehnung besteht aber offensichtlich ein Widerspruch, da $\sigma_1/a_1 \neq \sigma_2/a_2 \neq \sigma_3/a_3 \neq E$ ist!

Durch die sich überlagernden Dehnungen und Querkontraktionen erfährt der Körper (Würfel) eine Gestaltänderung. Außerdem wird sein Volumen durch die Zugbeanspruchung vergrößert (bei Druckbeanspruchung verringert). Ein unter Spannung gesetzter Körper erfährt also *Gestalt-* und *Volumenänderungen*.

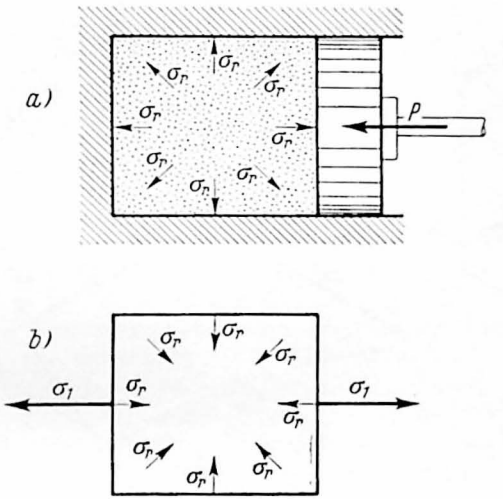


Bild 11. Raumspannung σ_r
a) in einer Flüssigkeit,
b) in einem festen Körper

Eine allseitig eingeschlossene Flüssigkeit, auf die ein Kolben drückt (Bild 11a), setzt einer Volumenänderung durch eine allseitig wirkende Spannung, die Raumspannung σ_r, Widerstand entgegen. *Brandenberger* geht davon aus, daß auch feste, zähe Stoffe (Metalle), wenn sie durch äußere Kräfte beansprucht werden, nicht nur durch Längsspannungen Widerstand gegen Längenänderungen leisten, sondern sich außerdem wie eine Flüssigkeit durch eine allseitig gerichtete *Raumspannung* σ_r gegen Volumenänderungen wehren (Bild 11b).

Die Raumspannung berechnet *Brandenberger* aus der durchschnittlichen Volumenänderung

$$a = \frac{a_1 + a_2 + a_3}{3},$$

die mit der mittleren Dehnung des Einheitswürfels identisch ist, und einem *Raumelastizitätsmodul* E_r zu

$$\sigma_r = a\, E_r. \tag{6}$$

Um die erwähnte theoretische Inkonsequenz zu beseitigen, nimmt *Brandenberger* an, daß sich die nach allen Seiten gerichtete Raumspannung in jeder der drei Hauptrichtungen mit dem Längswiderstand, der *Gitterspannung* σ_g,

zusammensetzt und beide der äußeren Last das Gleichgewicht halten (Bild 12). Die Dehnungen setzt er nun den Gitterspannungen proportional:

$$\sigma_{g1} = a_1 E_g, \tag{7.1}$$

$$\sigma_{g2} = a_2 E_g, \tag{7.2}$$

$$\sigma_{g3} = a_3 E_g, \tag{7.3}$$

mit E_g als konstantem Gitterelastizitätsmodul.

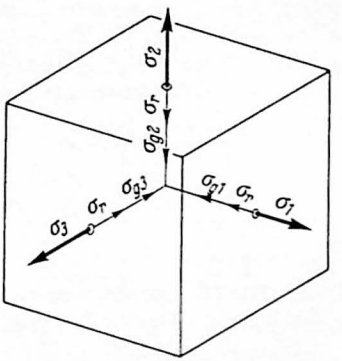


Bild 12. Spannungsgitter für den dreiachsigen Spannungszustand

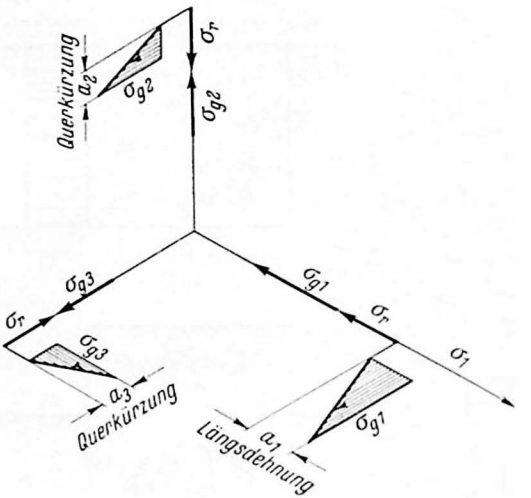


Bild 13. Raum- und Gitterspannungen sowie Dehnungen am Einheitswürfel beim einachsigen Spannungszustand

In Flüssigkeiten können derartige Gitterspannungen nicht auftreten, weil Flüssigkeiten Gestaltänderungen (Längsverschiebungen) keinen Widerstand entgegensetzen. Sie nehmen bekanntlich jeden dargebotenen Raum ein.
Die Gleichungen 5 mit ihren drei Unbekannten ergeben umgeformt die *Laméschen Gleichungen* (gültig bis zur Proportionalitätsgrenze):

$$\sigma_1 = \frac{a_1 + a_2 + a_3}{3} \frac{3\,m\,E}{(m+1)\,(m-2)} + a_1 \frac{m\,E}{m+1} = a\,E_r + a_1\,E_g, \tag{8.1}$$

$$\sigma_2 = \frac{a_1 + a_2 + a_3}{3} \frac{3\,m\,E}{(m+1)\,(m-2)} + a_2 \frac{m\,E}{m+1} = a\,E_r + a_2\,E_g, \tag{8.2}$$

$$\sigma_3 = \frac{a_1 + a_2 + a_3}{3} \frac{3\,m\,E}{(m+1)\,(m-2)} + a_3 \frac{m\,E}{m+1} = a\,E_r + a_3\,E_g. \tag{8.3}$$

In ihnen treten nach der neuen Theorie auf:
die *mittlere Dehnung*

$$a = \frac{a_1 + a_2 + a_3}{3}, \tag{9}$$

der *Raumelastizitätsmodul*

$$E_r = \frac{3\,m\,E}{(m+1)\,(m-2)}, \tag{10}$$

der *Gitterelastizitätsmodul*

$$E_g = \frac{m\,E}{m+1}. \tag{11}$$

Für den *einachsigen Zug* mit $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ (Bild 13) wird somit:

$$a = \frac{\sigma_1}{3E}\,\frac{m-2}{m}, \tag{12.1}$$

$$\sigma_r = \frac{\sigma_1}{m+1}, \tag{12.2}$$

$$\sigma_{g1} = \frac{m}{m+1}\,\sigma_1, \tag{12.3}$$

$$\sigma_2 = 0 = \sigma_r - \sigma_{g2}, \qquad \sigma_3 = 0 = \sigma_r - \sigma_{g3}, \tag{12.4}$$

$$\sigma_{g2} = \sigma_{g3} = \sigma_r = \frac{\sigma_1}{m+1}, \tag{12.5}$$

d.h., in den unbelasteten Hauptrichtungen 2 und 3 halten sich die Raum- und Gitterspannungen das Gleichgewicht.

Bild 14a zeigt das Spannungs-Dehnungsdiagramm aus dem Zugversuch mit einem zähen Stoff. Nach Überschreiten der Elastizitätsgrenze σ_E nimmt er nach seiner Entlastung die ursprüngliche Gestalt nicht wieder an (er bleibt

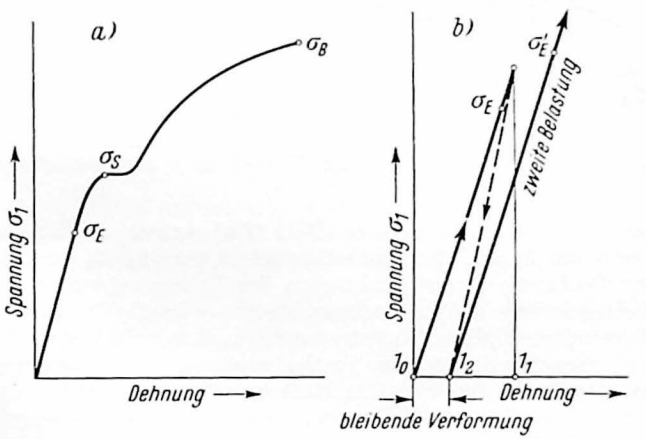


Bild 14. Spannungs-Dehnungsschaubild (auf den jeweils tatsächlichen Querschnitt bezogen)
a) bei zügiger Belastung bis zum Bruch, b) beim Überschreiten der Elastizitätsgrenze, Entlastung und neuerlicher Belastung
(σ_E Elastizitätsgrenze, σ_S Streckgrenze, σ_B Bruchgrenze)

nach einem gewissen Zurückfedern plastisch verformt). Man kann daher von einem *ersten Fließen* sprechen, obwohl unter der eigentlichen Streckgrenze geblieben wurde. Dagegen aber bleibt der zähe Körper *volumenelastisch*, d.h., er nimmt nach äußerer Entlastung trotz bleibender Verformung sein ursprüngliches Volumen voll wieder ein!

Als Fließursache kommen daher nur die Gitterspannungen in Betracht, nicht aber die nach jeder äußeren Entlastung verschwindenden Raumspannungen.

Zähe Körper sind, wenn sie nach dem ersten Fließen von den äußeren Kräften entlastet wurden und eine neue Gestalt angenommen haben, wieder vollkommen elastisch (Bild 14b). Demzufolge muß sich der Nullpunkt der Gitterspannung in Fließrichtung verlagern! Da es entsprechend den drei Hauptrichtungen drei verschiedene Gitterspannungen gibt, ist die größte Gitterspannung, nämlich die in Fließrichtung liegende σ_f, als Fließursache anzusehen.

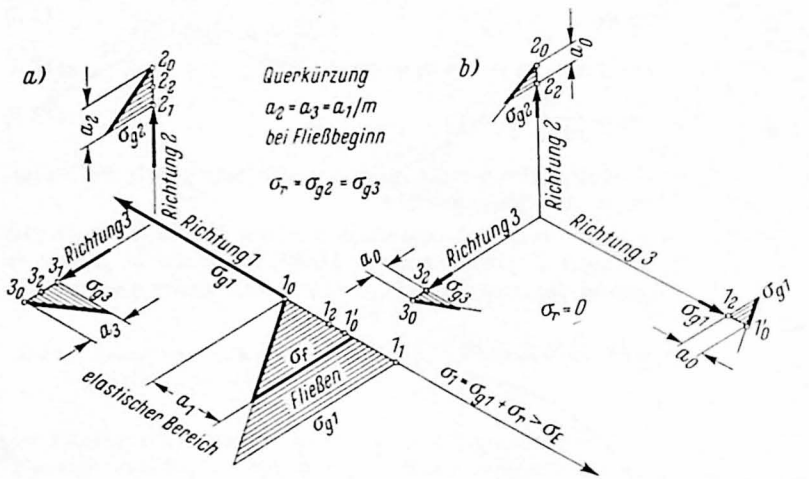


Bild 15. Gitterspannungen und Verformungen nach Überschreiten der Elastizitätsgrenze

Findet durch eine Belastung mit $\sigma_1 > \sigma_E$ (Bild 15a) ein erstes Fließen statt, dann bewegen sich die Seiten des Einheitswürfels von 1_0, 2_0 und 3_0 nach 1_1, 2_1 und 3_1. In Richtung 1 verschiebt sich der Spannungsnullpunkt von 1_0 nach $1'_0$, während in den beiden anderen Richtungen die Spannungsnullpunkte 2_0 und 3_0 erhalten bleiben (Vollelastizität in diesen Richtungen bleibt gewahrt). Findet nunmehr eine äußere Entlastung statt, dann bewegen sich die Seitenflächen des Einheitswürfels in Richtung ihrer nunmehrigen Nullpunkte $1'_0$, 2_0 und 3_0. Weil der Körper sein ursprüngliches Volumen, nicht aber ein der neuen Nullage $1'_0$ entsprechend größeres einnimmt, läßt die Volumenelastizität die Bewegung in den Richtungen 2 und 3 nur zum Teil zu. Es stellt sich ein neuer Gleichgewichtszustand 1_2, 2_2 und 3_2 mit bleibenden Gitterspannungen ein. Raumspannungen sind im entlasteten Zustand naturgemäß nicht mehr vorhanden.

Die Volumenelastizität bewirkt somit eine elastische innere Verspannung in allen drei Richtungen, obwohl in den Richtungen 2 und 3 kein Fließen stattfand. Der elastischen Rückstellung in den Richtungen 2 und 3 folgt zwangsläufig eine Rückstellung in Richtung 1 mit Überschreiten des Nullpunktes $1'_0$ in den negativen Spannungsbereich (Bild 15b). Alle drei Seiten des Einheitswürfels werden von ihren Nullpunkten um den gleichen Betrag a_0 (zur Herstellung des inneren Gleichgewichts) nach innen gerückt, d.h. um diesen Betrag druckgespannt.

Wird der Körper erneut zugbelastet, dann steht ein um a_0 vergrößerter elastischer Bereich, nämlich $a'_1 = a_1 + a_0$ zur Verfügung (Bild 16). Deshalb beginnt der Körper erst bei einer höheren äußeren Spannung $\sigma_1 = \sigma'_E > \sigma_E$ zu fließen. Das geschieht jedoch bei der gleichen *Gitterfließspannung* σ_f. Der elastische Bereich läßt sich durch wiederholte Fließbelastungen nicht beliebig oft erhöhen. Sobald nämlich die Gitterspannungen in den Richtungen 2 und 3, die nach jeder Belastung steigen, die Größe σ_f überschreiten, erliegt der Stoff der äußeren Belastung und beginnt voll zu fließen (zweite Fließgrenze = Streckgrenze σ_S).

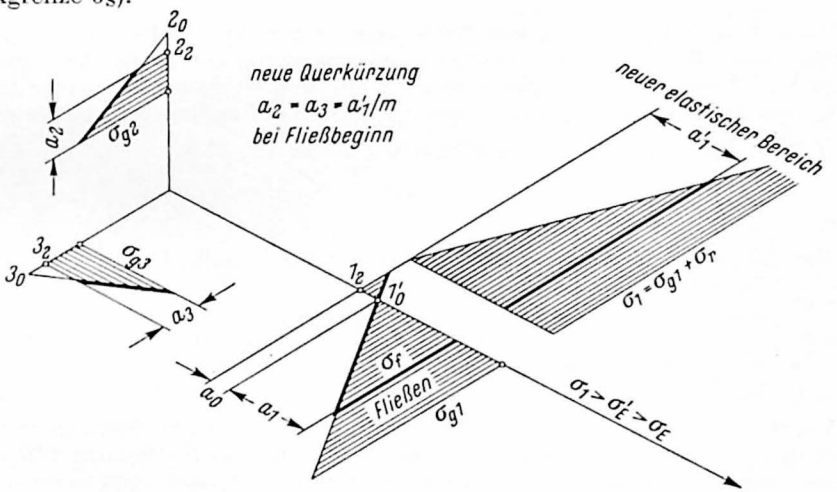


Bild 16. Gitterspannungen und Verformungen nach einer zweiten einachsigen Zugbelastung mit $\sigma_1 > \sigma'_E$

Einer der Zug-Fließbelastung folgenden Druckbelastung steht nur ein um a_0 verkleinerter elastischer Bereich zur Verfügung, und zwar $a'_1 = a_1 - a_0$ (Bild 17). Demzufolge fließt der Körper gegenüber der vorausgegangenen Zugbeanspruchung bereits unter einer Spannung $\sigma_1 = \sigma'_{-E} < \sigma_E$. Das geschieht wiederum bei der Gitterfließspannung σ_f.

Aus den Bildern 15 ··· 17 geht hervor, daß im belasteten Zustand die Gitterspannungen σ_{g2} und σ_{g3} (Druck) im entgegengesetzten Sinn zur Gitterspannung σ_{g1} (Zug) verlaufen. Demnach setzt ein volles Fließen ein, wenn in mindestens zwei Hauptspannungsrichtungen die Gitterspannungen in entgegengesetztem Sinn (Zug-Druck) wirken und beide die Fließgröße σ_f überschreiten.

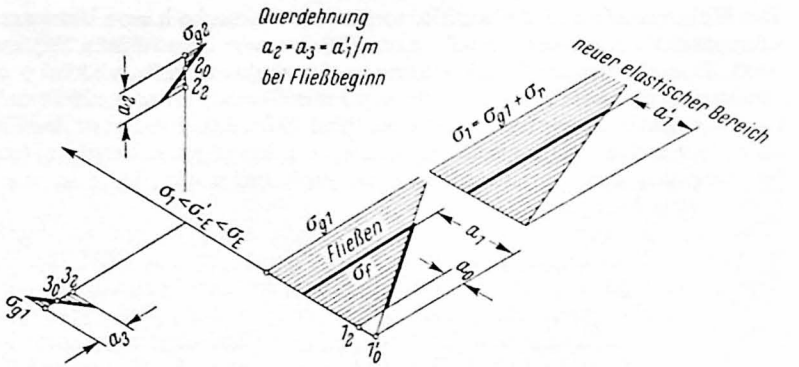


Bild 17. Gitterspannungen und Verformungen bei einer einachsigen Druckbeanspruchung $\sigma_1 < \sigma'_{-E}$ nach vorangegangener Zugbeanspruchung

Diese Vorgänge stellte *Bauschinger* experimentell bereits im Jahre 1886 fest (*Bauschinger-Effekt*), ohne jedoch eine spannungstechnische Erklärung zu finden. Ohne Kenntnis der Versuche von *Bauschinger* entdeckte 1947 der Schweizer Professor *Brandenberger* den Effekt auf rechnerischem Wege.

Mit $\sigma_{g1} = \sigma_f$ und $\sigma_1 = \sigma_E$ ergibt sich aus Gleichung 12.3:

$$\sigma_f = \frac{m}{m+1}\,\sigma_E. \tag{13}$$

Um bei Schwingbeanspruchung als oftmals wiederholte Be- und Entlastung einen Dauerbruch (ein volles, *zweites Fließen*) zu vermeiden, darf die Gitterfließspannung σ_f nicht zugleich in zwei Hauptspannungsrichtungen überschritten werden. Es spielen sich folgende Vorgänge ab:

1. *bei reiner Schwellbelastung*

Bei einer Belastung $\sigma_1 > \sigma_E$ erfolgt ein einachsiges, erstes Fließen und eine Nullpunktverschiebung in Richtung 1. Die folgende Entlastung führt zum elastischen Verspannen. Die Elastizitätsgrenze erhöht sich, weil das elastische Verspannen (die elastische Querkürzung) gleichgroße Gitterspannungen in allen drei Richtungen hinterläßt. Bei erneuter Belastung verlagert sich der Nullpunkt infolge der erhöhten Elastizitätsgrenze nicht ganz so weit wie bei der vorangegangenen Belastung. Die neuerliche Querkürzung in den Richtungen 2 und 3 bewirkt im Verein mit der Vorspannung ein Anwachsen der Gitterspannungen, und bei der nächsten Entlastung müssen zwangsläufig höhere Gitterspannungen als zuvor zurückbleiben. Diese Vorgänge wiederholen sich während der Be- und Entlastungen so oft, bis die Gitterfließspannung σ_f auch in den Richtungen 2 und 3 überschritten wird. Dadurch setzt ein volles, zweites Fließen ein, und der so ermüdete Stoff bricht.

Erreicht aber die sich in Richtung 1 ständig steigernde Elastizitätsgrenze die Höhe der Belastung σ_1, bevor die Gitterspannungen in den beiden anderen Richtungen auf σ_f wachsen konnten, dann wird die Belastung, weil keine

Gitterspannungserhöhung mehr möglich ist, dauernd ertragen. Entlastet federt der Körper nunmehr vollelastisch ohne Nullpunktverschiebung zurück, und auch die Gitterspannung erhält keinen Zuwachs mehr.
Hieraus erklären sich die Begriffe *Zeitfestigkeit* (die Gitterspannungen σ_{g2} und σ_{g3} erreichen die Fließhöhe σ_f, bevor in Richtung 1 die Elastizitätsgrenze σ'_E auf die Belastung σ_1 anwachsen kann) und *Dauerfestigkeit* (die Elastizitätsgrenze σ'_E in Richtung 1 erreicht die Belastung σ_1, bevor die Gitterspannungen σ_{g2} und σ_{g3} auf die Fließhöhe σ_f anwachsen können).

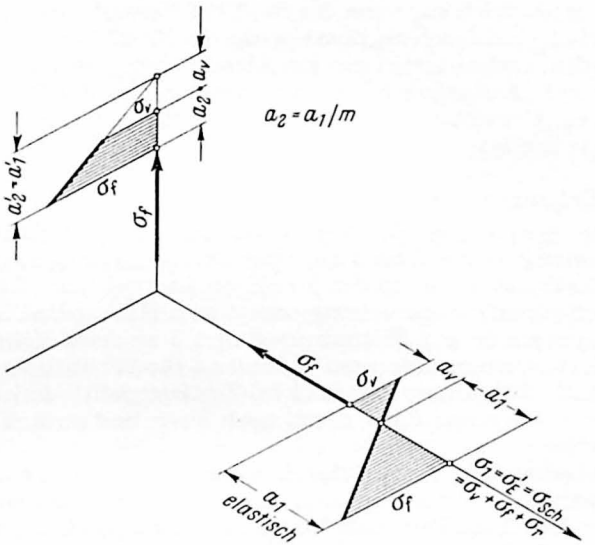


Bild 18. Gitterspannungen und Verformungen für den Grenzfall der Zug-Schwellfestigkeit

Wenn in Richtung 1 für den Grenzfall der Dauerfestigkeit die neue Elastizitätsgrenze $\sigma'_E = \sigma_1 = \sigma_{Sch}$ gerade erreicht ist, muß in allen drei Richtungen die Gitterspannung $\sigma_{g1} = \sigma_{g2} = \sigma_{g3} = \sigma_f$ betragen (Vollelastizität herrscht jetzt gerade in allen drei Richtungen). Dieser Grenzfall ist in Bild 18 wiedergegeben. Bei Entlastung stellt sich in allen drei Richtungen die Gittervorspannung σ_v ein. Während der Belastung steigt sie in den Richtungen 2 und 3 elastisch auf σ_f, in Richtung 1 geht sie über den Nullpunkt in entgegengesetztem Sinn auf σ_f, um bei der Entlastung wieder auf σ_v in gleichem Sinn in allen drei Richtungen zu sinken.
Es ist $a'_1 = a_v + a_2 = a_1 - a_v$. Da $a_2 = a_1/m$ ist, wird

$$a_v = \frac{a_1}{2}\,\frac{m-1}{m}.$$

Nun ist

$$a_v + \frac{a_1}{m} = \frac{a_1}{2}\,\frac{m-1}{m} + \frac{a_1}{m} = \frac{\sigma_f}{E_g}.$$

Wird σ_f nach Gleichung 13, E_g nach Gleichung 11 und $a_1 = \sigma_1/E$ in die vorstehende Gleichung eingesetzt, dann erhält man umgeformt

$$\sigma_1 = \sigma_{Sch} = \frac{2\,m}{m+1}\,\sigma_E \approx 1{,}54\,\sigma_E. \tag{14}$$

Sobald die Belastung die Schwellfestigkeit σ_{Sch} überschreitet, beginnt der Stoff nach einer bestimmten Lastspielzahl voll zu fließen (Dauerbruch!). σ_{Sch} muß demnach mit der Streckgrenze σ_S (ggf. mit der 0,2%-Dehngrenze $\sigma_{0,2}$) identisch sein. Dies trifft, wie Versuche des Materialprüfungsamtes Zürich ergeben haben, tatsächlich zu, wenn der Stoff bei Versuchsbeginn spannungsfrei war. Praktisch sind durch die Bearbeitung der Maschinenteile innere Spannungen vorhanden, und es treten gewisse Abweichungen gegenüber den errechneten Werten auf. Außerdem führt das Überschreiten der Proportionalitätsgrenze noch zu Abweichungen. Dessen ungeachtet hat sich die neue Bruchtheorie sehr gut bestätigt.

2. *bei reiner Wechselbelastung*

Bei einer Belastung $\pm\sigma_1 > \pm\sigma_E$ sinkt während der einer Zugbelastung folgenden Druckbelastung oder während der einer Druckbelastung folgenden Zugbelastung die Elastizitätsgrenze in der jeweiligen Lastrichtung. Die bleibende Verformung (Nullpunktverschiebung) steigt von Mal zu Mal, so daß auch die Gitterspannungen in den Richtungen 2 und 3 wachsen. Dies setzt sich so lange fort, bis die Gitterspannungen σ_{g_2} und σ_{g_3} die Fließhöhe σ_f überschreiten und der Stoff infolge Ermüdung bricht (Zeitfestigkeit). Jede Überschreitung der Elastizitätsgrenze führt somit nach einer bestimmten Lastspielzahl zum Dauerbruch.

Wird dagegen die Elastizitätsgrenze σ_E durch σ_1 nicht überschritten, dann kann es zu einer plastischen Verformung, d.h. zum ersten, einachsigen Fließen, überhaupt nicht kommen. Der Stoff federt sowohl längs als auch quer elastisch zurück. Eine Nullpunktverlagerung ist nicht möglich, somit also auch kein Anwachsen der Gitterspannungen. Die Wechselfestigkeit σ_W fällt daher mit der Elastizitätsgrenze σ_E zusammen, während die Zeitfestigkeit σ_Z für eine bestimmte Lastspielzahl zwischen σ_E und σ_S liegt. Nach Gleichung 14 besteht zwischen der Wechselfestigkeit $\sigma_W = \sigma_E$ und der Schwellfestigkeit $\sigma_{Sch} = \sigma_S$ folgender Zusammenhang:

$$\sigma_W = \frac{m+1}{2m}\,\sigma_{Sch} \approx 0{,}65\,\sigma_{Sch}. \tag{15}$$

Auch dieser Wert hat sich durch Versuche im MPA Zürich bestätigt.

Die zu einem *Gewaltbruch* führende Kraft P_B muß bei Druckbeanspruchung größer sein als bei Zugbeanspruchung, weil der Querschnitt des gezogenen Stabes durch Querkürzung kleiner, der des gedrückten aber durch Querdehnung größer wird. Das Kraft-Weg-Diagramm Bild 19 zeigt, daß die Bruchdehnung die Bruchquetschung übersteigt. Die schraffierten Flächen stellen die jeweils bis zum Bruch erforderliche Arbeit A_B dar. Versuche ergaben, daß unabhängig von der Lastart dieselbe *Deformationsarbeit* A_B geleistet werden muß (gleiche Werkstoffe vorausgesetzt), so daß die beiden Flächen in Bild 19 inhaltsgleich sind.

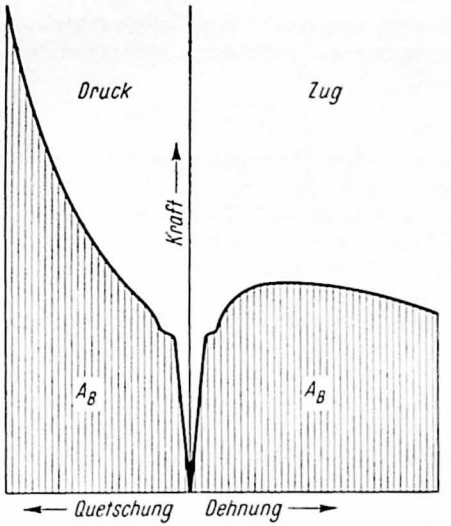


Bild 19. Deformationsarbeit A_B bei Zug und bei Druck

Mit Hilfe der Raum- und Gitterspannungen wurde erklärt, daß nach einer Belastung über die Elastizitätsgrenze hinaus und nachfolgender Entlastung die Festigkeit des Werkstoffs infolge elastischer Verspannung steigt. Man sagt hierzu *Kaltverfestigung*. Um eine bestimmte Kaltverfestigung zu erreichen, muß eine Verformungsarbeit geleistet werden. Unabhängig von der Lastart (Zug oder Druck) ist zur Erzielung gleicher Verfestigungsgrade die gleiche Verformungsarbeit notwendig.

Aus den Diagrammen Bild 19 ist zu ersehen, daß während des vollen Fließens (Dehnung oder Quetschung ohne Lasterhöhung) eine weitere Verfestigung stattfindet, weil nach dem Fließprozeß die Last erhöht werden muß, um den Bruch herbeizuführen. Man führt dies auf die Kristallverschiebungen im Gefüge zurück. Die durch das Fließen gebildete höhere Festigkeit nimmt, wenn der Werkstoff ständig über die Streckgrenze hinaus beansprucht wird, durch Altern mit der Zeit wieder ab, und der Werkstoff geht ohne Lasterhöhung nach einer bestimmten, längeren Zeit durch Bruch zugrunde. Höhere Temperaturen senken die Streckgrenze und beschleunigen das Altern. Die Alterung macht sich durch ein schleichendes Fließen, das sog. *Kriechen*, bemerkbar. Sobald die Kriecharbeit (Zurücklegung eines Weges unter gleichbleibender Last) den bis zur Bruch-Deformationsarbeit fehlenden Rest übersteigt, erfolgt der Bruch. Die Spannung, die nach einer bestimmten Alterungszeit (z. B. 100000 h) zum Bruch führt, bezeichnet man als *Zeitstandfestigkeit* (unter Zeitangabe z. B. auch als 100000-h-Festigkeit).

Die neue Bruchtheorie läßt sich mit folgenden vier Hauptsätzen kurz zusammenfassen:

Erster Hauptsatz

In festen Körpern gibt es zwei Arten von Widerstandskräften, volumenbedingte und längsbedingte, die Raum- und Gitterspannungen heißen. Die

Raumspannungen sind wie in Flüssigkeiten nach allen Seiten gerichtet, während die Gitterspannungen im Gegensatz zu Flüssigkeiten eine besondere Eigenschaft der festen Körper sind.

Zweiter Hauptsatz

Feste, zähe Körper bleiben nach plastischen Verformungen volumenelastisch. Überschreitet die Gitterspannung in einer Hauptrichtung einen bestimmten, werkstoffeigenen Wert (die Gitterfließspannung), dann setzt in dieser Richtung ein erstes Fließen ein (erste Fließgrenze = Elastizitätsgrenze). Dadurch verlagert sich der Nullpunkt dieser Gitterspannung, so daß die Elastizitätsgrenze in der Lastrichtung steigt, in der entgegengesetzten Richtung jedoch um ebensoviel sinkt. Ein volles Fließen (zweite Fließgrenze = Streckgrenze) setzt erst dann ein, wenn in einer weiteren Hauptrichtung die Gitterspannung in entgegengesetztem Sinn zur ersten wirkt und die Fließhöhe (Gitterfließspannung) überschreitet. Ein Überschreiten der Gitterfließspannung in zwei oder mehr Hauptrichtungen führt nicht zum vollen Fließen, wenn die Gitterspannungen den gleichen Richtungssinn (Zug oder Druck) haben. In diesem Falle kommt es zu einem fließlosen Trennbruch.

Dritter Hauptsatz

Eine Werkstoffermüdung tritt durch oftmals wiederholtes Überschreiten von entgegengesetzt gerichteten Gitterfließspannungen (Zug-Druck) in mindestens zwei Hauptrichtungen ein (Zeitfestigkeit). Dauerfestigkeit ist vorhanden, wenn die entgegengesetzt gerichteten Gitterspannungen die Fließhöhe nicht überschreiten. Die Wechselfestigkeit liegt an der ersten Fließgrenze (Elastizitätsgrenze), die Schwellfestigkeit an der zweiten Fließgrenze (Streckgrenze).

Vierter Hauptsatz

Die bis zum Bruch aufzuwendende Deformationsarbeit ist für Zug- und Druckbeanspruchung dieselbe. Unabhängig von der Lastart (Zug oder Druck) ist die Kaltverfestigung bei gleichen Verformungsgraden oder Verformungsarbeiten dieselbe, so daß beide werkstoffbedingte, charakteristische Größen sind.

1.5 Gestaltfestigkeit

Eine wirklichkeitsgetreue Festigkeitsberechnung der Maschinenteile ist auch heute noch, obwohl Wissenschaft und Technik einen hohen Stand erreicht haben, nicht möglich. Das ist hauptsächlich darauf zurückzuführen, daß eine theoretisch einwandfreie Ermittlung der Spannungsverteilung über die zu untersuchenden Querschnitte auf erhebliche Schwierigkeiten stößt. Die klassische Festigkeitslehre setzt voraus, daß die Stoffe *isotrop* sind, d.h. in allen Richtungen gleiche physikalische Eigenschaften aufweisen. Dem ist aber bekanntlich nicht so. Bei einer gleichmäßigen oder linearen Spannungsverteilung über einen Querschnitt (Bild 20) ist die Spannung mit einfachen, allgemein bekannten Gleichungen zu berechnen. Sie heißt *Nennspannung* σ bei

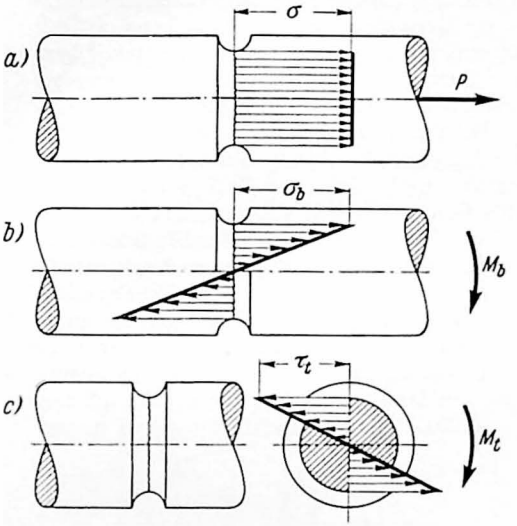


Bild 20. Nennspannungen
a) Zug (oder Druck), b) Biegung, c) Verdrehung

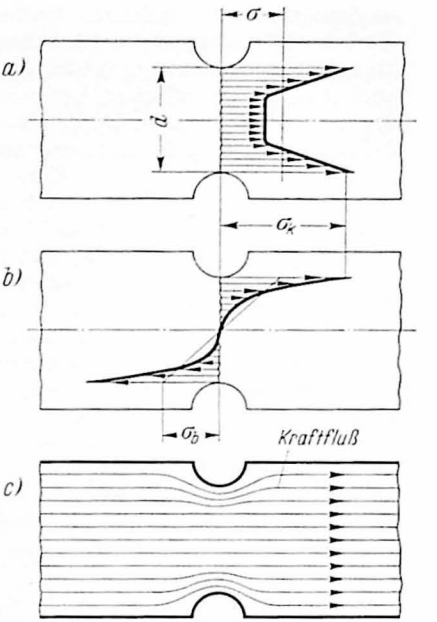


Bild 21. Wesen der Kerbspannungen
a) bei Zug (oder Druck), b) bei Biegung, c) eingeschnürter Kraftfluß

Normalbeanspruchung, und τ bei Tangentialbeanspruchung. Tatsächlich verteilen sich die Spannungen je nach Form des Werkstücks mit erheblichen Spitzen σ_k bzw. τ_k am Rande (Bilder 21a und b). Man spricht von *Kerbwirkungen*. Den gefährlichen Einfluß von Kerben kann man sich bildlich vorstellen, indem man sich ein Rohr mit den Umrißlinien des Konstruktionsteiles denkt, durch das eine Flüssigkeit (der *Kraftfluß*) strömt (Bild 21c). Stauungen, die die Flüssigkeitsfäden einschnüren, bewirken Druckerhöhungen, im Konstruktionsteil also Spannungserhöhungen. Das Verhältnis der von der Kerbform abhängigen Spitzenspannung zur Nennspannung bezeichnet man als *Formziffer* α_k, und es gilt:

$$\sigma_k = \alpha_k \sigma \ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{16.1}$$

$$\tau_k = \alpha_k \tau \ [\mathrm{kp/mm^2}]. \tag{16.2}$$

Man müßte erwarten, daß ein gekerbter Stab dauernd nur mit einer Spitzenspannung in Höhe der Dauerfestigkeit eines glatten Stabes belastet werden kann. Tatsächlich wird aber im Kerbquerschnitt infolge *Stützwirkung* eine höhere rechnerische Spannung ohne Bruchgefahr ertragen. Gekerbte Bauteile zeigen nämlich gegenüber glatten Stäben eine höhere Fließgrenze (Streckgrenze). Das Fließen ist ein Gleitvorgang des Werkstoffs, der wegen des Zusammenhangs seiner Moleküle nur in einem Querschnittsgebiet, nicht aber

an dem einzigen Punkt der Spitzenspannung vor sich gehen kann. Deshalb wird der Gleitvorgang nicht durch die Spitzenspannung allein, sondern durch die mittlere Spannung im Gleitgebiet ausgelöst, und das Fließen beginnt erst nach einem wesentlichen Überschreiten der Fließgrenze durch die Spitzenspannung. Hinzu kommt, daß sich eine Längsfaser allein nicht beträchtlich dehnen kann, weil die Dehnung der über der Fließgrenze beanspruchten Faser in einem bestimmten Verhältnis zur Dehnung der benachbarten, weniger hoch beanspruchten Fasern stehen muß. Weiterhin sind die Spitzenspannungen in Nachbarquerschnitten kleiner (Bild 22). Wird die Fließgrenze von der Spitzenspannung im Kerbgrund erreicht, dann ist das in benachbarten, weniger stark eingeschnürten Querschnitten noch nicht der Fall. Daraus folgt, daß die Dehnungsverteilung im höchstbeanspruchten Querschnitt der einer rein elastischen Beanspruchung annähernd gleichkommt, d.h., Fließdehnungen werden durch die weniger hoch beanspruchten Nachbarquerschnitte trotz Erreichen der Fließgrenze im Kerbquerschnitt verhindert. Am »Fließpunkt« bleibt die Spannung hinter der Dehnung zurück, während an den geringer beanspruchten Stellen desselben Querschnitts die Spannungen noch proportional den Dehnungen folgen. Dadurch verringern sich die Spannungsunterschiede zwischen der Spitzenspannung am Rande des Kerbgrundes und den Spannungen der übrigen Querschnittsteile. Die Fließbehinderungen nennt man, wie erwähnt, Stützwirkung.

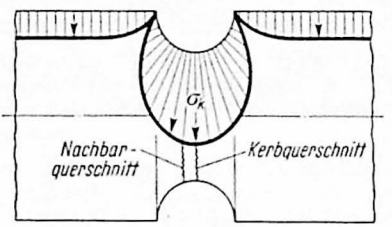


Bild 22. Verlauf der Spitzenspannungen σ_k in einem gekerbten Teil (Spannungen um 90° geklappt in die Ebene gezeichnet)

Auch bei mehrachsiger, räumlicher Beanspruchung kann eine Stützwirkung eintreten. Das Fließen ist nicht allein von der größten Hauptspannung abhängig. Eine plastische Verformung entsteht bekanntlich durch einen Gleitprozeß, der nur beim Vorhandensein entsprechend großer Schubspannungen (Gleitspannungen) stattfindet. Die größte Schubspannung ist gleich der halben Differenz aus größter und kleinster Hauptspannung. Bei einem räumlichen Spannungszustand ist ein Trennbruch ohne vorheriges Fließen möglich, wenn beim Erreichen der Bruchfestigkeit durch die größte Hauptspannung die kleinste Hauptspannung bereits so groß ist, daß ihr Unterschied die zum Fließen erforderliche Schubspannung nicht erzeugt. Daraus erklären sich z.B. Sprödbrüche an Schweißkonstruktionen, die beim Schrumpfen räumliche Eigenspannungen erhielten.

Das Verhältnis der Wechselfestigkeit (oder der Ausschlagsfestigkeit) eines glatten Stabes zu der eines gekerbten ist die *Kerbwirkungszahl* β_k.

$$\beta_k = \frac{\sigma_{W\,ungekerbt}}{\sigma_{W\,gekerbt}}, \tag{17.1}$$

$$\beta_k = \frac{\tau_{W\,ungekerbt}}{\tau_{W\,gekerbt}}. \tag{17.2}$$

Wegen der beschriebenen Stützwirkung muß $\alpha_k > \beta_k$ sein. Die Stützwirkung hängt nicht nur von der Spitzenspannung σ_k ab, sondern naturgemäß von der Steilheit des Spannungsgefälles im Kerbquerschnitt. Eine praktisch brauchbare Annäherung erhält man mit dem *bezogenen Spannungsgefälle*

$$\chi = \frac{d\sigma/dx}{\sigma} \tag{18.1}$$

nach Bild 23a. Bei *glatten Stäben* ist
unter Zug- oder Druckbeanspruchung (kein Spannungsgefälle!)

$$\chi_{ungekerbt} = 0, \tag{18.2}$$

unter Biege- oder Torsionsbeanspruchung (Bild 23b)

$$\chi_{ungekerbt} = \frac{1}{\sigma}\frac{\sigma}{d/2} = \frac{2}{d}. \tag{18.3}$$

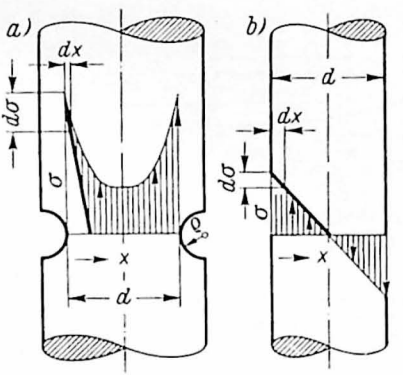


Bild 23. Steilheit des Spannungsgefälles
a) im gekerbten Zug- oder Druckstab,
b) im ungekerbten, polierten Biege-Prüfstab

Wie Versuche bestätigten, läßt sich
bei *gekerbten zug- oder druckbeanspruchten Stäben*

$$\chi_{gekerbt} = \frac{2}{\varrho}, \tag{19.1}$$

bei *gekerbten biegebeanspruchten Stäben*

$$\chi_{gekerbt} = \frac{2}{d} + \frac{2}{\varrho}, \tag{19.2}$$

bei *gekerbten torsionsbeanspruchten Stäben*

$$\chi_{gekerbt} = \frac{2}{d} + \frac{1}{\varrho} \tag{19.3}$$

setzen, wenn ϱ der Ausrundungsradius im Kerbgrund ist (Bild 23a).

Unter diesen Voraussetzungen erhält man das bezogene Spannungsgefälle unabhängig vom Werkstoff. Nach *Petersen* werden die Inhomogenitäten und Mikrorisse im Gefüge durch eine Kenngröße ϱ^* berücksichtigt, die den sog. *Radius der Ersatzkerbe* darstellt. Sie ist eine gedachte äußere Kerbe, die die gleiche Wirkung ausüben würde, wie sie die »inneren Kerben« des Gefüges ausüben. Für Stahl und Grauguß kann ϱ^* den Bildern 24 und 25 entnommen werden.

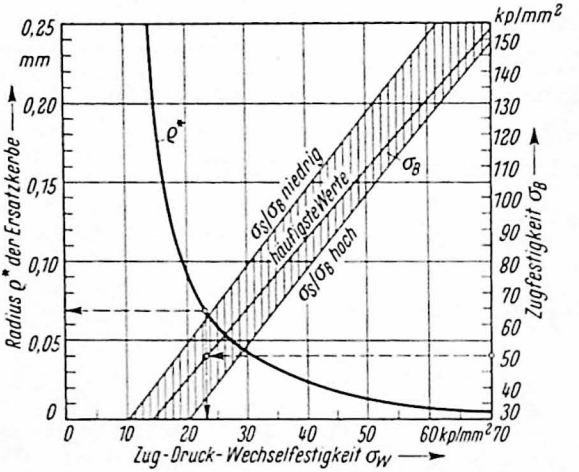


Bild 24. Radius ϱ^* der Ersatzkerbe in Abhängigkeit der Zug-Druck-Wechselfestigkeit von Stahl

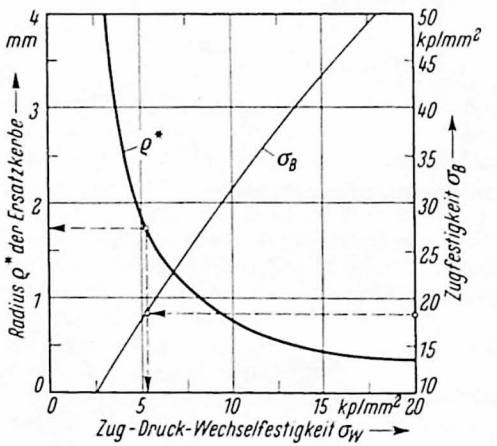


Bild 25. Radius ϱ^* der Ersatzkerbe in Abhängigkeit der Zug-Druck-Wechselfestigkeit von Grauguß

Mit den Kenngrößen α_k, ϱ^* und $\chi_{gekerbt}$ ist die *Gestaltfestigkeit* als Ausschlagsfestigkeit eines Bauteilquerschnitts beliebiger Form und Größe zu errechnen aus

$$\sigma_{AG} = \frac{\sigma_A}{\alpha_k}\left(1 + \sqrt{\varrho^* \chi_{gekerbt}}\right) \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{20.1}$$

$$\tau_{AG} = \frac{\tau_A}{\alpha_k}\left(1 + \sqrt{\varrho^* \chi_{gekerbt}}\right) \text{ [kp/mm}^2\text{]}. \tag{20.2}$$

σ_A, τ_A [kp/mm²] Ausschlagsfestigkeit des Werkstoffs. Für Stahl kann $\sigma_A \approx \sigma_W$ und $\tau_A \approx \tau_W$ mit $\tau_W \approx \sigma_W/1{,}73$ gesetzt werden. Für Grauguß siehe Bilder 7 ··· 9.

Die Steilheit des Spannungsgefälles wird bei kleinen Kerbradien groß, theoretisch bei Spitzkerben sogar unendlich groß. Da die kristallinen Werkstoffe aber nicht bis zu beliebig kleinen Teilbereichen homogen sein können und außerdem keine geometrisch vollkommene Spitze herstellbar ist, besitzt die Steilheit des Spannungsgefälles eine endliche Größe. Die entsprechenden Angaben hierfür (Formziffern α_k) sind in den Abschnitten, in denen gekerbte Konstruktionsteile behandelt werden, zu finden.

Mit der Formziffer α_k und dem Radius ϱ^* der Ersatzkerbe ist die Kerbwirkungszahl zu errechnen aus

$$\beta_k = \alpha_k \frac{1 + \sqrt{\varrho^* \chi_{ungekerbt}}}{1 + \sqrt{\varrho^* \chi_{gekerbt}}}. \tag{21}$$

Ein Dauerbruch beginnt stets an der schärfsten Kerbe! *Oberflächenrauhigkeiten* sind ebenfalls als äußere Kerben aufzufassen und als solche bei ungekerbten Teilen mit einer Formziffer α_o (Bild 26) und einem Kerbradius ϱ_o (Tafel 8) zu erfassen. An gekerbten Teilen sind die Oberflächenrauhigkeiten nur dann ausschlaggebend, wenn sie schärfer wirken als die gestaltsmäßig bedingten (konstruierten) äußeren Kerben. In derartigen Fällen ist die mit ihnen errechnete Gestaltfestigkeit des Bauteils maßgebend, d.h. jeweils die kleinere der beiden.

Unter Zugbeanspruchung werden die feinen, von der Be- oder Verarbeitung herrührenden Oberflächenkerben geweitet (vergrößert), unter Druckbeanspruchung jedoch verengt (verkleinert). Deshalb ist Zug besonders gefährlich,

Tafel 8. Radius ϱ_o der Ersatzkerbe für die Oberflächenrauhigkeit

Oberfläche	ϱ_o [mm]
poliert mit $R < 1$ µm	1000
fein geschliffen mit $R = 1{,}5 \cdots 2$ µm	600
normal geschliffen mit $R = 2{,}5 \cdots 6$ µm	150
geschlichtet mit $R = 10 \cdots 16$ µm	100
geschruppt mit $R = 25 \cdots 50$ µm	6
Walzhaut, Gußhaut	0,2

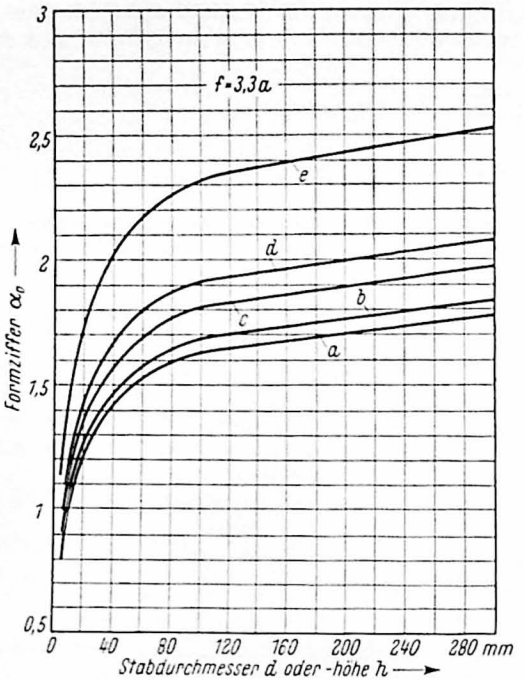


Bild 26. Formziffer α_o für Oberflächenrauhigkeiten

a poliert mit $R < 1$ µm
b fein geschliffen mit $R = 1{,}5 \cdots 2$ µm
c normal geschliffen mit $R = 2{,}5 \cdots 6$ µm
d geschlichtet mit $R = 10 \cdots 16$ µm
e geschruppt mit $R = 25 \cdots 50$ µm
f Walzhaut oder Gußhaut

während hoher Druck weit eher ertragen wird (Spannungsspitzen werden mit Verengung der Kerben kleiner!). Durch eine *plastische Kaltverformung*, wie Recken, Ziehen, Drücken, Kugelstrahlen oder Walzen werden *Eigenspannungen* σ_e erzeugt (Bild 27a). Sich überlagernde Biegespannungen der Last werden in der gefährlichen Zugrichtung abgebaut, in der ungefährlichen Druckrichtung aber erhöht (Bild 27b). Bei Zugbelastung werden die Zugspannungsspitzen am Rande abgebaut, die im Mittelteil liegenden Spannungen jedoch erhöht, so daß ein Ausgleich stattfindet (Bild 27c). Ein ähnlicher Effekt wird durch Oberflächenhärten oder Nitrieren erreicht, die ebenfalls Druckeigenspannungen in Oberflächennähe erzeugen und die von der Last herrührenden Zugspannungsspitzen abbauen. Die Gestaltfestigkeit biegebeanspruchter Bauteile steigt durch solche Behandlungen um etwa $10 \cdots 15\%$, Streckgrenze und Zugfestigkeit sogar um etwa 100%. Unter Zugbeanspruchung ist sogar eine Gestaltfestigkeitserhöhung um 100% möglich. Die Teile werden aber, da sie an Dehnfähigkeit einbüßen, empfindlich gegen Trennbrüche.

Korrosionswirkungen, z.B. durch Leitungs- oder Seewasser, Dampf, Abgase u. dgl., senken die Gestaltfestigkeit mit der Zeit, da die korrosiven, zahl-

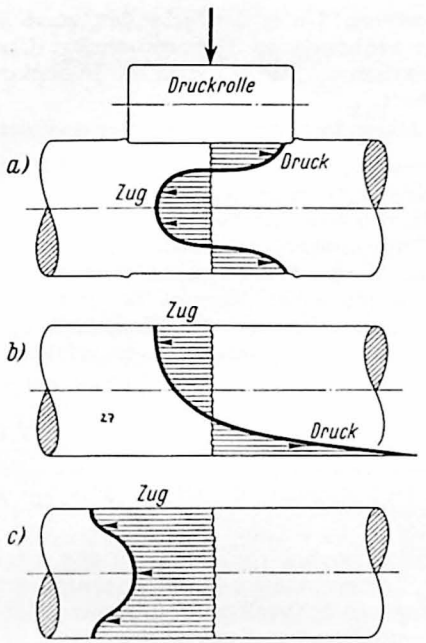


Bild 27. Wirkung der Kaltverformung
a) Eigenspannungen durch plastische Oberflächenverformung, b) überlagerte Biegespannung, c) überlagerte Zugspannung

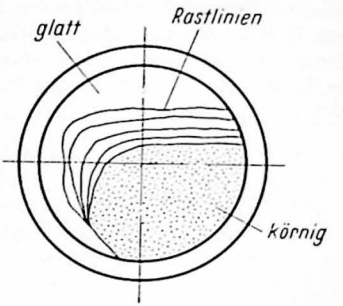


Bild 28. Dauerbruchfläche

reichen Oberflächenverletzungen wie feine Kerben wirken. Unter Zugbeanspruchung werden diese Kerben geweitet, so daß die Zerstörung wesentlich schneller fortschreitet als unter Druckbeanspruchung. Schwingbelastete, der Korrosion ausgesetzte Teile sind daher zweckmäßigerweise mit geeigneten Überzügen (Lacken, Nickel, Chrom, Kadmium, Kunstharzen, Gummi u. dgl.) zu versehen.

Die Gestaltfestigkeit stählerner Bauteile bleibt etwa bis zu Temperaturen von 350° C unverändert, nimmt dann aber mit steigender Temperatur merklich ab; Zugfestigkeit und Streckgrenze sinken noch schneller. Bei 550° C kann die Schwellfestigkeit kleiner als die Wechselfestigkeit sein!

Das allmähliche Entstehen eines Dauerbruchs ist an der Bruchfläche deutlich zu erkennen, da sie zwei Zonen aufweist (Bild 28). Der eigentliche Dauerbruch ist glatt, meistens jedoch mit jahresringähnlichen *Rastlinien* durchzogen, die auf das Fortschreiten des Risses hinweisen. Die körnige Restbruchfläche kennzeichnet die letzte Bruchphase als verformungslosen Gewaltbruch.

1.6 Sicherheit und zulässige Beanspruchung

Aus Sicherheitsgründen darf ein Bauteil nicht bis an die Grenze seiner Festigkeit beansprucht werden. Für die Größe der erforderlichen Sicherheiten lassen sich keine festen Regeln aufstellen, da sie sich nach den jeweiligen Umstän-

den und Betriebsverhältnissen richten müssen. Unter der Sicherheit versteht man das Verhältnis der Festigkeit zur vorhandenen Beanspruchung. Umgekehrt erhält man die zulässige Beanspruchung, indem man die Festigkeit durch die erforderliche Sicherheit dividiert.

Bei Festigkeitsberechnungen wird mit folgenden Sicherheitszahlen operiert:

1. *Sicherheit S_F gegen plastische Verformung*, die die Fließgrenze (Streckgrenze) des Bauteils mit der Nennspannung vergleicht. Diese Streckgrenze darf weder bei zügiger noch bei schwingender Belastung überschritten werden, um unzulässige bleibende Verformungen und natürliche Alterung zu vermeiden. Da gekerbte Bauteile durch Stützwirkung eine höhere Streckgrenze erhalten, die im allgemeinen nicht bekannt ist und auch nicht errechnet werden kann, muß die Streckgrenze des Werkstoffs eingesetzt werden. Auf diese Weise ist noch eine zusätzliche, nicht erfaßbare Sicherheit eingeschlossen.

$$S_F = \frac{\sigma_S}{\sigma} > 1, \tag{22.1}$$

$$S_F = \frac{\tau_S}{\tau} > 1. \tag{22.2}$$

Im allgemeinen genügt $S_F = 1{,}2 \cdots 1{,}5$, wobei die Entscheidung nach unkontrollierbaren Einflüssen, z.B. Vorspannungen durch stramm eingeschlagene Stifte, Schrumpfspannungen in Schweißkonstruktionen, Montageungenauigkeiten, Gefährlichkeit eines Bruches, Lockerungsgefahr, Abnutzung u. dgl., zu fällen ist. Auftretende Stöße sind durch eine rechnerische Erhöhung der Nennlast zu berücksichtigen (siehe 1.2). Im Wechselbereich ist eine Kontrolle nach S_F nicht erforderlich, da die Dauerfestigkeit dieser Lastfälle die Streckgrenze nicht erreicht.

2. *Sicherheit S_B gegen Gewaltbruch*, die die Bruchfestigkeit des Bauteils (Werkstoffs) mit der Nennspannung vergleicht. Sie ist bei zügig beanspruchten, spröden Stoffen (Grauguß) wichtig, die keine Fließgrenze zeigen.

$$S_B = \frac{\sigma_B}{\sigma} > 1, \tag{23.1}$$

$$S_B = \frac{\tau_B}{\tau} > 1. \tag{23.2}$$

Üblich ist $S_B = 1{,}8 \cdots 3$ je nach der Gefährlichkeit eines Bruches.

3. *Sicherheit S_D gegen Dauerbruch*, die die Gestaltfestigkeit des Bauteils mit dem Nennspannungsausschlag vergleicht.

$$S_D = \frac{\sigma_{AG}}{\sigma_a} > 1, \tag{24.1}$$

$$S_D = \frac{\tau_{AG}}{\tau_a} > 1. \tag{24.2}$$

Größe der Sicherheitszahlen wie für S_F.

Wird die Sicherheit vorgegeben, dann betragen die *zulässigen Spannungen*:

$$\text{zul}\sigma = \frac{\sigma_S}{S_F} \text{ bzw. } \frac{\sigma_B}{S_B} \text{ bzw. } \frac{\sigma_{AG}}{S_D}, \tag{25.1}$$

$$\text{zul}\tau = \frac{\tau_S}{S_F} \text{ bzw. } \frac{\tau_B}{S_B} \text{ bzw. } \frac{\tau_{AG}}{S_D}. \tag{25.2}$$

Tafel 9. Zulässige Spannungen für überschlägliche Vorausberechnungen

Beanspruchungsart	zulässige Spannung für Stahl			zulässige Spannung für Grauguß		
	zügig	schwellend	wechselnd	zügig	schwellend	wechselnd
Zug, Druck	0,75 σ_S	0,45 σ_S	0,35 σ_S	0,3 σ_B	0,23 σ_B	0,18 σ_B
Biegung	0,85 σ_S	0,55 σ_S	0,4 σ_S	0,45 σ_B	0,3 σ_B	0,2 σ_B
Schub, Torsion	0,5 σ_S	0,3 σ_S	0,2 σ_S	0,35 σ_B	0,25 σ_B	0,2 σ_B
Abscheren	0,6 σ_S	0,4 σ_S	0,3 σ_S	0,35 σ_B	0,25 σ_B	0,2 σ_B

Zur überschläglichen Vorausbestimmung von Abmessungen ist es mitunter zweckmäßig, die in Tafel 9 angegebenen zulässigen Spannungen als Anhalt zugrunde zu legen. Selbstverständlich müssen die Konstruktionsteile dann noch auf Sicherheit kontrolliert und ggf. geändert werden. Weitere Probleme treten auf, wenn eine zusammengesetzte Beanspruchung (hauptsächlich der ebene Spannungszustand mit einer Normal- und einer Tangentialspannung) vorliegt. Für diese sind bereits vor vielen Jahren eine Reihe von Hypothesen aufgestellt worden, die aber jeweils nur unter bestimmten Voraussetzungen (Werkstoffeigenschaften) zu gebrauchen sind. Jede Hypothese ersetzt die zusammengesetzte Beanspruchung durch eine einzige Normalspannung, *Vergleichsspannung* σ_v genannt, die allein die gleiche Wirkung ausüben soll wie die einzelnen Beanspruchungen zusammengenommen.

Es zeigte sich, daß die *Hypothese der größten Gestaltänderungsarbeit* bei zähen Stoffen (Stahl, Stahlguß) am besten mit den Versuchsergebnissen übereinstimmt und bei spröden Stoffen (Grauguß) die *Hypothese der größten Dehnung*. Im Stahlbau ist die *Hypothese der größten Normalspannung* durch Normen vorgeschrieben (Vergleichsspannung hier als *Hauptspannung* σ_h bezeichnet). Folgen σ und τ nicht dem gleichen Lastfall, dann müssen die Hypothesen mit einem *Anstrengungsverhältnis* α_0 korrigiert werden. In Tafel 10 sind die Gleichungen für die Hypothese der größten Gestaltänderungsarbeit bei verschiedenen Lastfällen zusammengestellt. Im allgemeinen genügt es, mit dieser Hypothese auch bei Grauguß zu rechnen.

Festigkeitsberechnungen können fehlschlagen, wenn betriebliche Schwingungen auftreten, die rechnerisch nicht zu erfassen oder nicht zu erwarten waren. So brachen z. B. Kurbelwellen, obwohl ihr rechnerischer Spannungsnachweis nur eine Höchstbeanspruchung von 80 kp/cm² zeitigte! Der Bauch der Biegungsschwingungen lag in Nähe eines Lagers und erzeugte so über der Gestaltfestigkeit liegende Spannungen. Deshalb wird betont, daß in vielen Fällen, insbesondere für geplante Serienfertigungen, nur ein Dauerversuch mit

Tafel 10. Gleichungen für die Festigkeitsberechnung bei zusammengesetzter Beanspruchung nach der Hypothese der größten Gestaltänderungsarbeit

Beanspruchung	Vergleichsspannung	Anstrengungsverhältnis	Sicherheit	
σ und τ zügig	$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$	–	$S_F = \frac{\sigma_F}{\sigma_v}$	$S_B = \frac{\sigma_B}{\sigma_v}$
σ schwingend τ zügig	$\sigma_v = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\alpha_o^2\tau^2}$	$\alpha_o = \frac{\sigma_{OG}}{1{,}73\,\tau_F}$	$S_F = \frac{\sigma_F}{\sigma_v}$	$S_D = \frac{\sigma_{AG}}{\sigma_a}$
σ zügig τ schwingend	$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\alpha_o^2\tau_o^2}$	$\alpha_o = \frac{\sigma_F}{1{,}73\,\tau_{OG}}$	$S_F = \frac{\sigma_F}{\sigma_v}$	$S_D = \frac{\tau_{AG}}{\tau_a}$
σ und τ schwingend	$\sigma_{vo} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau_o^2}$ $\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$	–	$S_F = \frac{\sigma_F}{\sigma_{vo}}$	$S_D = \frac{\sigma_{AG}}{\sigma_{va}}$

einem Prototyp Aufschluß geben kann, ob die Maschinenteile den Anforderungen gewachsen sind oder nicht.

Mit einer *Sicherheit S_R gegen Rutschen* (*Rutschsicherheit*) muß bei kraftschlüssigen Verbindungen gerechnet werden. Sie ist das Verhältnis der Rutschkraft P_r (Kraft, die die Verbindung ins Rutschen bringen würde) zur Betriebskraft P. Es gilt

in Umfangsrichtung

$$S_R = \frac{P_{ru}}{P_u}, \tag{26.1}$$

in Längsrichtung

$$S_R = \frac{P_{rl}}{P_l}, \tag{26.2}$$

in resultierender Richtung

$$S_R = \frac{P_{rr}}{P_r}, \tag{26.3}$$

P_u, P_l, P_r [kp] Betriebskräfte (Umfangs-, Längs- und resultierende Kraft aus Umfangs- und Längskraft).

Üblich ist $S_R = 1{,}2 \cdots 1{,}8$ je nach Betriebsumständen.

Ein guter Konstrukteur entwirft im allgemeinen nicht nach einer ausführlichen Berechnung, sondern zunächst gefühlsmäßig. Erst nach dem ersten, vorläufigen Entwurf geht er dazu über, die gefährdeten Querschnitte einem rechnerischen Spannungsnachweis und einer Sicherheitskontrolle zu unterziehen. Die Ergebnisse zeigen ihm, welche Veränderungen ggf. notwendig sind. Dieses Verfahren ist aus folgenden Gründen vorteilhaft:

1. Der Konstrukteur bekommt schnell das Gefühl für die Formen und Abmessungen der Maschinenteile.
2. Mit bekannten Abmessungen sind Spannungs- und Pressungsnachweise viel leichter zu führen.

2 Unlösbare Verbindungen

2.1 Schweißverbindungen

2.1.1 Schmelzschweißen, Nahtarten, zeichnerische Darstellung, Werkstoffe

Da sich Schweißkonstruktionen wesentlich formenschöner und gewichtssparender als Nietkonstruktionen gestalten lassen, haben sie immer mehr an Bedeutung gewonnen und die Nietverbindungen in einzelnen Industriezweigen vollkommen verdrängt. In der Einzelfertigung werden Schweißteile den Gußteilen vorgezogen, wenn durch Vermeidung teurer Modelle Herstellkosten gespart werden, während in der Serienfertigung auf Guß- oder Schmiedestücke zurückgegriffen wird, wenn sich diese billiger stellen. Muß unbedingt leicht gebaut werden, dann sind Schweißkonstruktionen meistens das Gegebene. Gegenüber Nietkonstruktionen sind Gewichtseinsparungen von 15···20%, gegenüber gegossenen Maschinenteilen, wie Zahnräder, Riemenscheiben, Getriebekästen u. dgl., sogar bis zu 50% zu erzielen. Als Nachteil ist jedoch zu erwähnen, daß sich die Schweißgüte nur mit zeitraubenden Verfahren (Durchstrahlung, Durchschallung) nachprüfen läßt. Derartige Prüfungen werden deshalb nur an lebenswichtigen Teilen vorgenommen.

Unter dem *Verbindungsschweißen* versteht man das Verschweißen von zwei oder mehr Teilen zu einem unlösbaren Ganzen, dem *Schweißteil*. Nach Art der Werkstoffe wird das Schweißen unterteilt in *Metallschweißen* und *Kunststoffschweißen*. In DIN 1910 (Schweißen) wird ausgeführt:

Metallschweißen ist das Vereinigen metallischer Werkstoffe unter Anwendung von Wärme oder von Druck oder von beiden, und zwar mit oder ohne Zusetzen von artgleichem Werkstoff (Zusatzwerkstoff) mit gleichem oder nahezu gleichem Schmelzbereich. Nach Art des Schweißvorgangs ist zu unterscheiden zwischen *Schmelzschweißen*, *Preßschweißen* und *Kaltpreßschweißen* (Preßschweißverbindungen siehe 2.1.6).

Kunststoffschweißen ist das Vereinigen von thermoplastischen, d. h. nicht härtbaren Kunststoffen gleicher oder verschiedener Art unter Anwendung von Wärme und von Druck sowie mit oder ohne Zusetzen von artgleichem Kunststoff (Zusatzwerkstoff). Das Verschweißen geht innerhalb des Temperaturbereiches der Warmbildsamkeit der Berührungsflächen der zu verschweißenden Teile vor sich. Die in den Randgebieten frei beweglichen Molekülketten fließen dabei unter Verknäuelung ineinander über. Es wird unterschieden zwischen *Heißgasschweißen*, *Heizelementschweißen*, *Reibungsschweißen* und *Dielektrischem* (Hochfrequenz-)*Schweißen*.

Schmelzschweißverfahren:

Schmelzschweißen ist das Vereinigen metallischer Werkstoffe nur unter Anwendung von Wärme durch örtlich begrenzten Schmelzfluß, mit oder ohne Einschmelzen von Zusatzwerkstoff. Verfahren: *Gasschweißen* (Autogenschweißen): Der Schmelzfluß entsteht durch unmittelbare, örtlich begrenzte Einwirkung einer Brenngas-Sauerstoff- oder Brenngas-Luft-Flamme. *Lichtbogenschweißen*: Der Schmelzfluß entsteht durch unmittelbare, örtlich begrenzte Einwirkung eines Lichtbogens (unterteilt in offenes Lichtbogenschweißen

mit Schweißelektrode oder mit Kohleelektroden, verdecktes Lichtbogenschweißen als Unterschienen- oder Unterpulver-Schweißen, und Schutzgas-Lichtbogenschweißen als Atomares oder Edelgas-Lichtbogenschweißen). *Widerstandsschweißen*: Der Schmelzfluß entsteht durch Einwirkung von elektrischem Strom im Widerstand der zu verschweißenden Teile allein oder im Widerstand der Teile und zweier Kohleelektroden. *Aluminothermisches Schweißen*: Der Schmelzfluß entsteht durch unmittelbare Wärmeübertragung aus flüssigem Metall, das durch chemische Umsetzung von Aluminiumpulver und Metalloxyd gebildet wird. Das gleichzeitig gebildete Aluminiumoxyd (Schlacke) wirkt als Schutzmittel gegen äußere Einflüsse. *Gießschweißen*: Der Schmelzfluß entsteht durch Übergießen der zu verschweißenden Teile mit flüssigem Zusatzwerkstoff. Der Zusatzwerkstoff wird im Schmelzofen oder Schmelztiegel verflüssigt.

Geschweißt wird in fast allen Zweigen der Metallindustrie, und so werden sowohl größte als auch kleinste Schweißteile hergestellt. Die Schweißverfahren müssen nach den Objekten und der anzufertigenden Stückzahl unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten gewählt werden. Andererseits muß sich die Gestaltung der Schweißteile nach dem jeweiligen Schweißverfahren richten.

Die Teile werden am *Schweißstoß* durch *Schweißnähte* zu einem *Schweißteil* vereinigt. Eine *Schweißgruppe* entsteht durch Zusammenschweißen von Schweißteilen.

Nach DIN 1912 (Schmelzschweißen, Verbindungsschweißen) versteht man unter dem *Schweißstoß* den Bereich, in dem die Teile miteinander durch

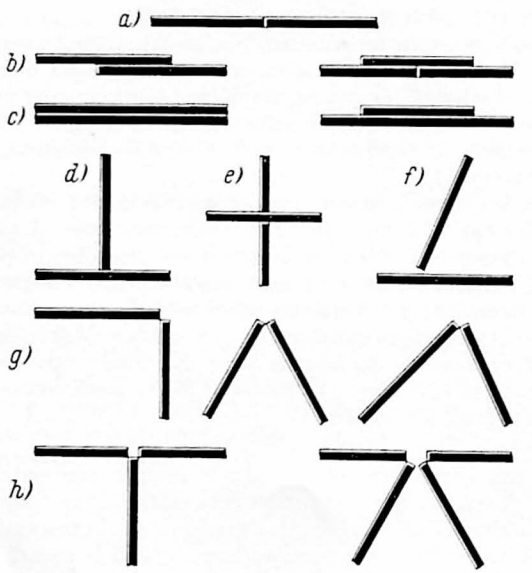


Bild 29. Schweißstöße

a) Stumpfstoß, b) Überlappstöße, c) Parallelstöße, d) T-Stoß, e) Kreuzstoß, f) Schrägstoß, g) Eckstöße, h) Mehrfachstöße

Schweißen verbunden werden (Bild 29). Die *Nahtart* wird durch die Lage der Teile am Schweißstoß und durch die Art und den Umfang der Nahtvorbereitung bestimmt. Bild 30 zeigt *Stumpfnähte*, Bild 31 *Stirnnähte* und Bild 32 *Kehlnähte*. Aus Bild 33 ist der beispielweise Aufbau von Nähten ersichtlich.

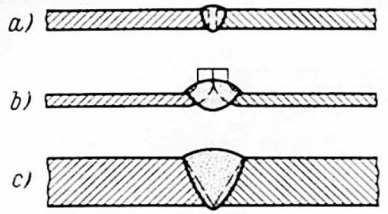


Bild 30. Stumpfnähte
a) I-Naht ohne besondere Vorbereitung, b) Bördelnaht (Bördel niedergeschweißt), c) V-Naht mit Fugenvorbereitung

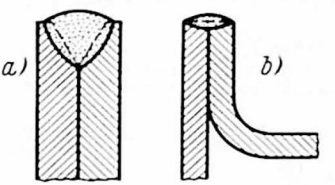


Bild 31. Stirnnähte
a) Stirn-Fugennaht mit Fugenvorbereitung, b) Stirn-Flachnaht ohne besondere Vorbereitung

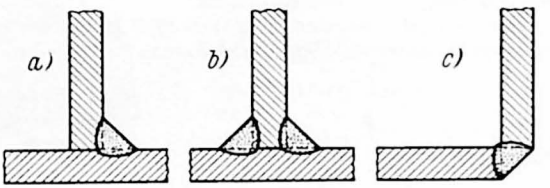


Bild 32. Kehlnähte
a) Flachkehlnaht, b) Doppelkehlnaht, c) Ecknaht (äußere Kehlnaht)

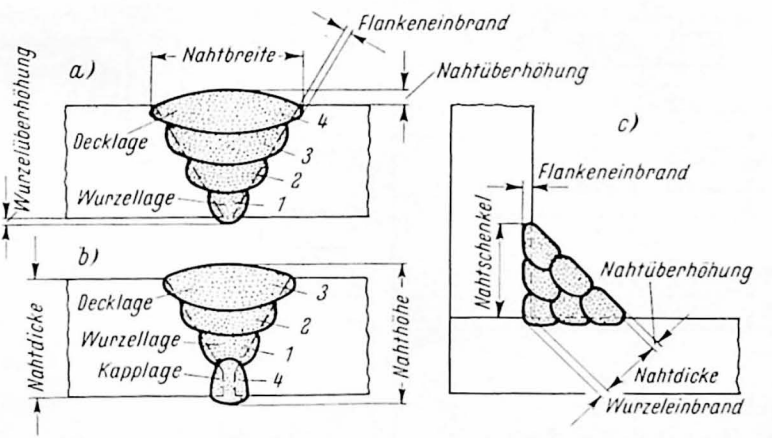


Bild 33. Nahtaufbau (die Zahlen geben die Lagenfolge an; die Lagen können aus mehreren Raupen bestehen)
a) V-Naht, b) Y-Naht, c) Kehlnaht

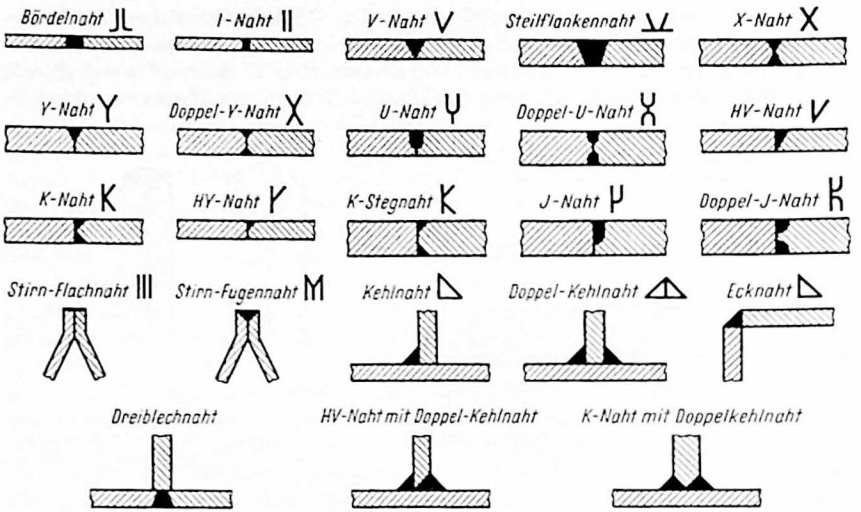


Bild 34. Nahtarten beim Schmelzschweißen nach DIN 1912 (hinter der Bezeichnung steht das Schweißzeichen für sinnbildliche Darstellungen)

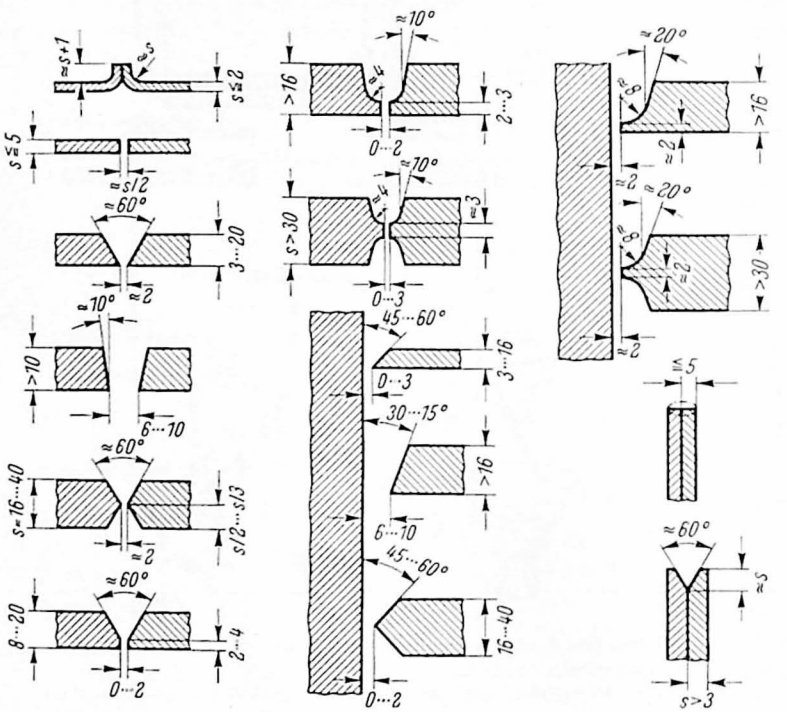


Bild 35. Fugenformen nach DIN 8551 für offenes Lichtbogenschweißen an Stählen

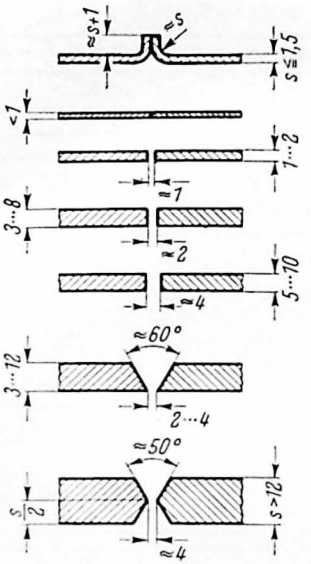


Bild 36. Fugenformen nach DIN 8551 für Gasschweißen an Stählen

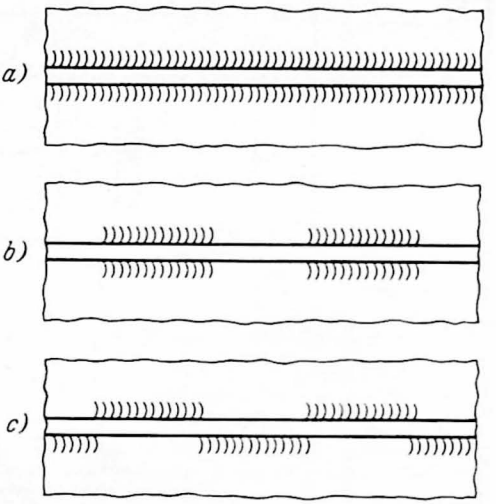


Bild 37. Nahtlauf
a) durchlaufende Nähte, b) unterbrochene Nähte gegenüberliegend, c) unterbrochene Nähte versetzt

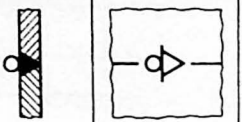
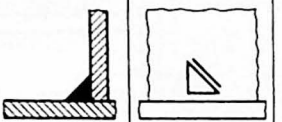
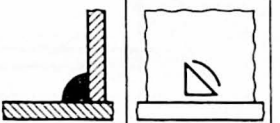
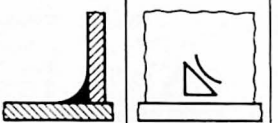
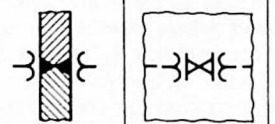
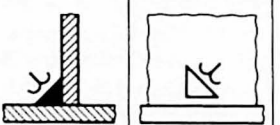
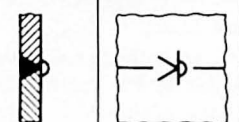
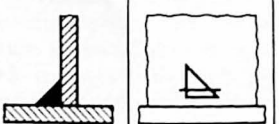
Die Naht muß am Schweißstoß je nach Werkstoffart, Werkstoffdicke, Beanspruchung, Schweißart und Schweißverfahren vorbereitet werden. Daraus ergeben sich die in Bild 34 dargestellten Nahtarten; Richtlinien für die *Fugenvorbereitung* nach DIN 8551 siehe Bilder 35 und 36. Nach den Erfordernissen werden die Nähte durchlaufend oder unterbrochen ausgeführt (Bild 37).

Zur zeichnerischen Darstellung führt DIN 1912 unter anderem aus:

Die Schweißnähte können durch *Sinnbilder* (siehe Bild 34) gekennzeichnet werden, das Bearbeiten der Nahtoberfläche, das Nachschweißen der Nahtwurzel usw. durch *Zusatzzeichen* (Tafel 11). In den Zeichnungen werden die Schweißnähte in Ansicht und/oder im Schnitt dargestellt. Es kann eine bildliche oder sinnbildliche Darstellung gewählt werden. Besondere Fugenformen sind nach Bedarf herauszuzeichnen.

Die *Schweißzeichen* geben Aufschluß über die Nahtart und über die Vorbereitung der Teile am Schweißstoß. Sie kennzeichnen also in beiden Darstellungen sowohl die Vorbereitung als auch den gewünschten Endzustand der Naht. Das Schweißzeichen kann durch zusätzliche Fertigungsangaben ergänzt werden (Tafel 11, Bild 38). Die Schweißnaht wird in der Ansicht durch eine Nahtlinie dargestellt. Das Schweißzeichen steht über der Nahtlinie. Es ist jedoch auch zulässig, das Schweißzeichen in der unterbrochenen Nahtlinie anzuordnen. Will man die Schweißnaht in besonderen Fällen hervorheben, so wird sie in der Ansicht nach Bild 37 durch Schuppung (kurze Bo-

Tafel 11. Zusatzzeichen, Darstellung in Zeichnungen nach DIN 1912

Benennung	Sinnbild	Darstellung			
		bildlich		sinnbildlich	
		Schnitt	Ansicht	Schnitt	Ansicht
Naht eingeebnet					
Flachnaht					
Wölbnaht					
Hohlnaht					
Übergänge bearbeitet					
					
Wurzel ausgekreuzt Kapplage gegengeschweißt					
Kehlnaht durchlaufend					

genlinien) dargestellt. Im Schnitt wird die Schweißnaht durch den vollangelegten Nahtquerschnitt, der die mit Schweißgut ausgefüllte Fugenform zeigt, dargestellt. Zusatzzeichen (Tafel 11) werden auch an den Nahtquerschnitt gesetzt. Die Lage des Sinnbildes (Schweißzeichens) ist so zu wählen, daß es der Darstellung im Schnitt bzw. in der Ansicht entspricht. Eine Ausnahme bildet die Lage des Sinnbildes für Kehlnähte, dessen Winkelspitze jeweils nach rechts zeigen muß (Bild 38). Soll lediglich auf das Vorhandensein einer Schweißnaht (z.B. in Angebotszeichnungen) hingewiesen werden, ohne Einzelheiten anzugeben, so kann ein allgemeines Schweißzeichen S verwendet werden.

Die *Fertigungsangaben* enthalten die in der Werkstatt benötigten Einzelheiten über Ausführung (z.B. Güteklasse), Nachbehandlung und Prüfung der

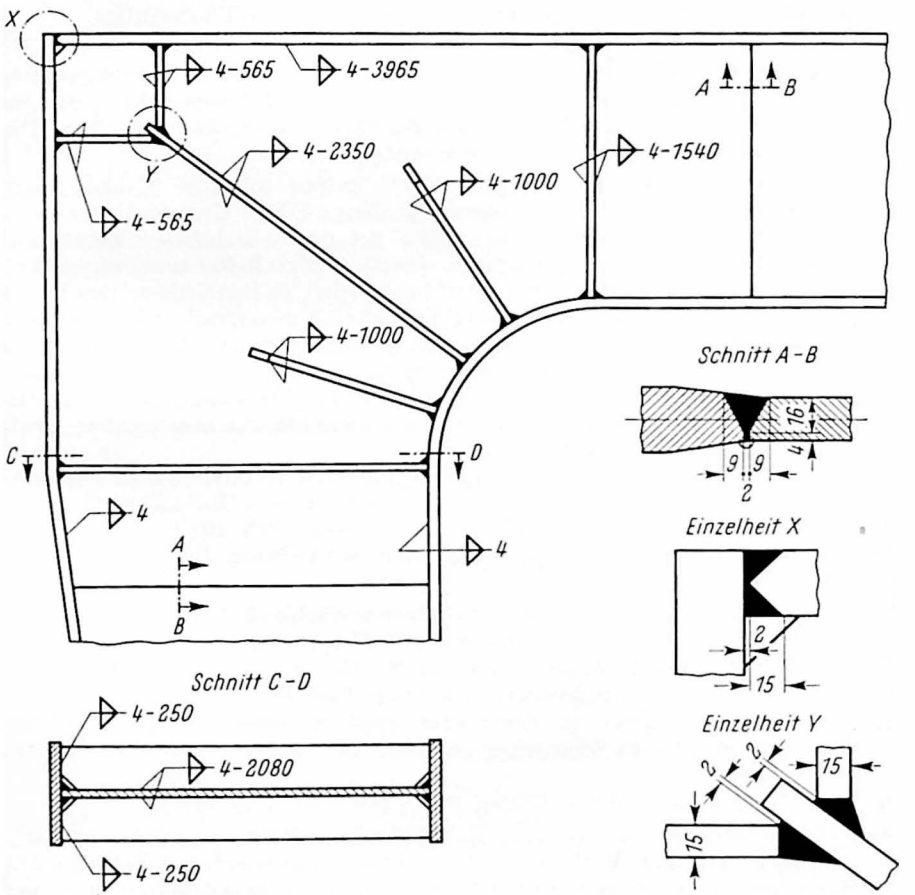


Bild 38. Beispiel für eine Schweißzeichnung im Stahlbau (aus DIN 1912)

Schweißverbindung. Sie sind nach Bedarf in Kurzzeichen oder in Worten hinter dem Schweißzeichen einzutragen. Zusätzliche Angaben können besonders festgelegt werden. Die *Güteklasse* einer Schweißverbindung wird durch folgende Voraussetzungen bestimmt:

1. Werkstoff: Schweißeignung gewährleistet
2. Vorbereitung: Fachgerecht und überwacht
3. Schweißverfahren: Nach Werkstoffeigenschaften, Werkstückdicke und Beanspruchung der Schweißverbindung ausgewählt
4. Schweißgut: Zusatzwerkstoff auf den Grundwerkstoff abgestimmt, geprüft bzw. zugelassen
5. Personal: Geprüfte und bei der Arbeit überwachte Schweißer
6. Prüfung: Nachweis fehlerfreier Ausführung (z. B. Durchstrahlung)

Güteklasse I: Alle Voraussetzungen nach 1. bis 6. sind zu erfüllen.

Güteklasse II: Die Voraussetzungen 1. bis 5. sind zu erfüllen.

Güteklasse III: Für die Schweißverbindungen werden keine besonderen Bedingungen hinsichtlich Prüfung und Überwachung festgelegt; es werden keine geprüften Schweißer gefordert. Die Ausführung muß aber fachgerecht sein.

Für die anzuwendenden Schweißverfahren gelten folgende Kurzzeichen: G = Gasschweißen, E = Lichtbogenschweißen, UP = Unterpulverschweißen, US = Unterschienenschweißen, SG = Schutzgas-Lichtbogenschweißen, WIG = Wolfram-Inertgas-Schweißen, MIG = Metall-Inertgas-Schweißen. Sollen die Verfahren maschinell ausgeführt werden, so kann hinter das Kurzzeichen ein m gesetzt werden, z. B. »Em«. Sollen Schweißteile oder Schweißnähte nachbehandelt werden, so kann die Behandlungsart auf der Zeichnung angegeben werden, z. B. spannungsfreigeglüht, normalisiert, entspannt. Sollen Schweißnähte geprüft werden, so können die Verfahren auf der Zeichnung vorgeschrieben werden, z. B. Dichtheitsprüfung mit bestimmtem Prüfdruck, Durchstrahlung, Durchschallung.

Die Angaben am Schweißzeichen sind in folgender Reihenfolge zu machen: Sinnbild und Zusatzzeichen, Maßangaben (Nahtdicke a, Nahtlänge l), Güteklasse, Schweißposition (Kurzzeichen hierfür siehe DIN 1912), etwaige weitere Angaben wie für Zusatzwerkstoffe, Nachbehandlung, Prüfung.

Schweißbare Werkstoffe sind:

1. *Kohlenstoffarme Stähle und kohlenstoffarmer Stahlguß* (bis 0,3% C-Gehalt, darüber hinaus nur unter bestimmten Bedingungen. Si, Mn, S und P als Begleiter sind schweißungünstig, Cu, Ni, Cr, Mo und V schaden nicht. Schweißeignung der wichtigsten Stahlwerkstoffe siehe Tafel 12).
2. *Grauguß* (vorwiegend in Reparatur- und Ausbesserungsfällen, kleine Wanddicken in Gas-Schmelzschweißung, größere in Lichtbogen-Handschweißung).
3. *Temperguß* (in entkohlter, weißer Form mit allen Verfahren).
4. *Nichteisenmetalle* (Aluminium: aushärtbare größtenteils, nicht aushärtbare stets mit allen Verfahren, Schwierigkeiten lediglich bei mehr als 5% Mg-Gehalt; Kupfer: sauerstoffarme Sorten ohne Schwierigkeiten; Messing, Bronze, Rotguß: bei ausreichender Erfahrung zufriedenstellend).

Tafel 12. Schweißeignung der wichtigsten Stahlwerkstoffe

Stahlsorte	Schweißeignung
Allgemeine Baustähle DIN 17 100	
St 34, St 37, St 42	Wegen des hohen P- und N-Gehaltes für untergeordnete Zwecke bei kleinen Wanddicken und ruhender Belastung, insbesondere bei unberuhigtem Thomasstahl. Für den Stahlbau für Teile > 16···25 mm Dicke beruhigter Stahl erforderlich.
St 34–2, St 34–3, St 37–2, St 37–3, St 52–3	Schweißeignung stets vorhanden. Im Stahlbau für Teile > 25···35 mm Dicke Gütegruppe 2, > 35 mm Gütegruppe 3.
St 50, St 50–2, St 60, St 60–2	Schweißeignung muß besonders gefordert werden. Vorwärmen, ggf. spannungsfrei- oder normalglühen; Wanddicken möglichst < 20 mm.
St 70	Möglichst vermeiden.
Vergütungsstähle DIN 17 200	
C 22, Ck 22, C 35, 25 CrMo 4, 30 Mn 5	Gut geeignet im normal- oder weichgeglühten Zustand, Vorwärmen erforderlich.
Einsatzstähle DIN 17 210	
16 MnCr 5, 20 MnCr 5, 15 CrNi 6, 18 CrNi 8	Im nichteingesetzten Zustand geeignet, Vorwärmen erforderlich.
Nahtlose Flußstahlrohre DIN 1629	
St 35, St 35.4, St 45, St 45.4, St 52, St 52.4	Gute Schweißeignung.
St 55, St 55.4	Wie St 50 und St 60
Nahtlose Stahlrohre aus warmfesten Stählen DIN 17 175	
St 35.8	Gut geeignet, > 20 mm Dicke — Spannungsfreiglühen empfohlen
St 45.8	Gut geeignet, > 10 mm Dicke — Spannungsfreiglühen empfohlen
15 Mo 3	Gut geeignet, > 15 mm Dicke — Spannungsfreiglühen empfohlen
13 CrMo 44	Anlaßglühen, > 10 mm Dicke — Vorwärmen erforderlich
10 CrMo 9 10	Anlaßglühen, > 6 mm Dicke — Vorwärmen erforderlich
Kesselbleche DIN 17 155	
H I, H II	Gut geeignet.
H III, 17 Mn 4, 15 Mo 3	> 10 mm Dicke Vorwärmen erforderlich.
H IV, 19 Mn 5	Vorwärmen erforderlich, Spannungsfreiglühen empfohlen.
13 CrMo 44	Vorwärmen und Anlaßglühen erforderlich
Feinbleche DIN 1623	
St 10···St 14	Gut geeignet, Oberfläche durch Beizen oder Schleifen säubern, unter 0,5 mm Dicke muß Schweißeignung besonders gefordert werden.
Stahlguß DIN 1681	
GS–38···GS–60	Wie Stahl gleicher Festigkeit nach DIN 17 100

5. *Thermoplastische Kunststoffe* (besonders geeignet sind die Polyvinilchloride mit der internationalen Kurzbezeichnung PVC; Handelsnamen: *Dynal, Igelit, Vinidur, Vestolit, Vinnol, Astralon, Trovidur, Rhenadur, Luvitherm, Kautex, Mipolam* usw.).

2.1.2 Einflüsse auf die Festigkeit, Gestaltung

Die Festigkeit einer Schweißverbindung wird von vielen Faktoren beeinflußt, so daß ihre Berechnung, zumal die Schweißgüte von der Geschicklichkeit des Schweißers abhängt, auf erhebliche Schwierigkeiten stößt.
Es machen sich stets mehr oder minder starke Kerbwirkungen bemerkbar, durch die die Spannungsspitzen oftmals die Fließgrenze erreichen. Infolge Stützwirkung (siehe 1.5) üben Kerben bei zügiger Beanspruchung meistens keinen festigkeitsmindernden Einfluß aus. Trotzdem vermeidet man – wenn fertigungstechnisch und wirtschaftlich vertretbar – Kerbwirkungen, weil durch die Überlagerung unkontrollierbarer Schrumpfeigenspannungen Trennbrüche möglich sind. Eine Schwingbeanspruchung zerrüttet den Stoff, wenn ein bestimmter Bereich der Spannungsspitze die Fließgrenze überschreitet. Bei einer derartigen Beanspruchung müssen daher durch Wahl geeigneter Nahtformen die Kerbwirkungen so weit wie möglich ausgeschaltet und die Nähte aus den Kraftumlenkungszonen herausgelegt werden (Bild 39).

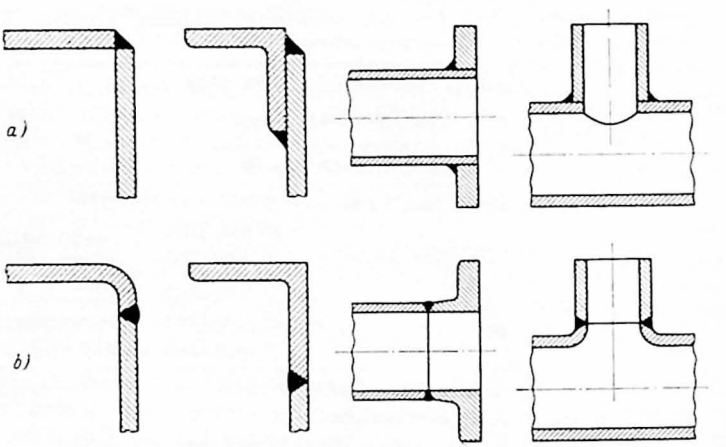


Bild 39. Lage von Schweißnähten
a) in der Kraftumlenkungszone, b) aus der Kraftumlenkungszone herausgelegt

Mitunter reißen Schweißteile bereits bei niedriger Beanspruchung ein und brechen nach einer gewissen Zeit, oftmals nicht im Schweißgut, sondern im Bauteil an der Nahtübergangsstelle. Das ist hauptsächlich auf Schweißeigenspannungen und/oder Versprödung zurückzuführen. Durch Glühen kann man die Eigenspannungen herabsetzen; es läßt sich aber bei größeren Schweißteilen schwierig durchführen und ist außerdem kostspielig.

Praktisch besitzt jede Schweißkonstruktion Eigenspannungen, die bis an die Fließgrenze reichen können. Im allgemeinen liegt ein zwei- oder sogar dreiachsiger Spannungszustand vor. Ein dreiachsiger Spannungszustand kann nur im Innern auftreten, und zwar um so ausgeprägter, je dicker die Teile sind, an der Oberfläche allenfalls ein zweiachsiger. Ursache ist die Schrumpfung der Schweißnähte und deren Umgebung beim Erkalten. Die zuletzt erkaltenden Stellen werden unter Zugspannung, die übrigen unter Druckspannung gesetzt (Spannungsverteilung in Längs- und Querrichtung nach dem Ziehen einer Stumpfnaht siehe Bild 40). Erfahrungsgemäß steigen die Schweißspannungen mit dem Erwärmungsgrad und damit in der Reihenfolge Widerstands-, Lichtbogen-, Gasschweißen.

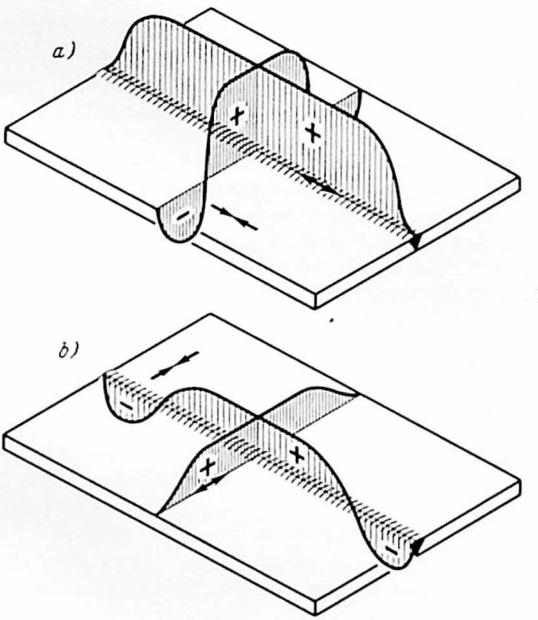


Bild 40. Schweißspannungen in einem Stumpfstoß
a) in Längsrichtung,
b) in Querrichtung

Wird z. B. auf einen Träger eine Lasche geschweißt (Bild 41), so kürzen sich die Schweißnähte beim Erkalten. Dem Schrumpfen setzt der Träger Widerstand entgegen und erzeugt die in Bild 41a dargestellten Eigenspannungen. Überlagern sich durch eine äußere Last Biegespannungen (Bild 41b), dann verteilen sich die resultierenden Spannungen nach Bild 41c, wenn an den Stellen höchster Zugbeanspruchung die Streckgrenze überschritten wird und ein Fließvorgang ohne Kraftzunahme stattfindet. Beim Entlasten verringern sich die Spannungen um die Lastspannung (auch in der Fließzone), und es bleiben die in Bild 41d gezeigten, die Fließgrenze unterschreitenden Eigenspannungen zurück. Durch den Fließvorgang in den Zonen höchster Zug-

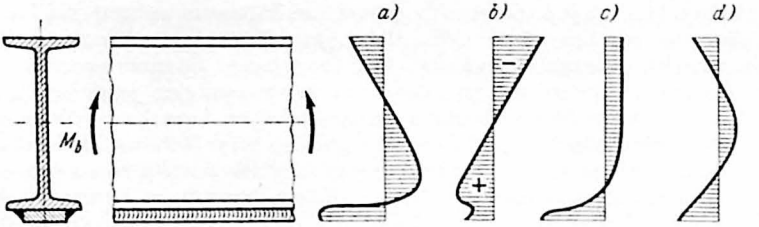


Bild 41. Spannungsverteilung in einem Schweißteil
a) Eigenspannungen nach dem Schweißen, b) Lastspannungen, c) resultierende Spannungen aus Eigen- und Lastspannungen, d) verbleibende Eigenspannungen nach einer Belastung

spannungen werden also die Eigenspannungsspitzen abgebaut. Wird erneut belastet, dann stellt sich wiederum der Spannungszustand nach Bild 41c ein.

Voraussetzung für den Abbau von Schweißspannungen ist demnach eine örtliche plastische Verformung der Schweißnaht und ihrer Umgebung. Das erfordert, um Anrisse zu vermeiden, verformungsfähige, nicht durch das Schweißen versprödende Werkstoffe. Kerbwirkungen durch Anrisse oder Poren erschweren das örtliche Fließen und bilden eine Bruchgefahr, zumal Alterung, Versprödung und ein die Verformungsfähigkeit beeinträchtigender dreiachsiger Spannungszustand hinzukommen können. Aus allen diesen Gründen kann man der Sprödbruchgefahr kaum durch Herabsetzen der zulässigen Lastspannungen begegnen. Das Spannungsfreiglühen ist nur bei stark mehrachsigen Eigenspannungen (also dicken Teilen) sinnvoll, da durch ein- oder zweiachsige Verspannung keine wesentliche Fließbehinderung zu erwarten ist. Die Sprödbruchgefahr ist am besten von der Werkstoffseite her zu beseitigen, d.h. mit nicht versprödenden Werkstoffen. Geeignet sind besonders die beruhigten Siemens-Martin-Stähle mit niedrigem Kohlenstoffgehalt. Vergleichsweise sei hervorgehoben, daß auch Walzprodukte meistens mit erheblichen Eigenspannungen behaftet sind, die man weder in der Festigkeitsberechnung berücksichtigt noch durch Glühen mindert. Von Vorteil ist ein Spannungsfreiglühen aber stets, wenn korrosive Angriffe zu erwarten sind.

Um eine hohe Festigkeit zu erreichen, muß die Naht einwandfrei binden. Das erfordert einen guten *Einbrand* (vergleiche die Bilder 42a und b). Da die Nahtwurzel schlechter bindet als die Nahtflanken, erzeugt sie hohe Kerbwirkungen, die sie besonders gegen Zugbeanspruchung empfindlich machen.

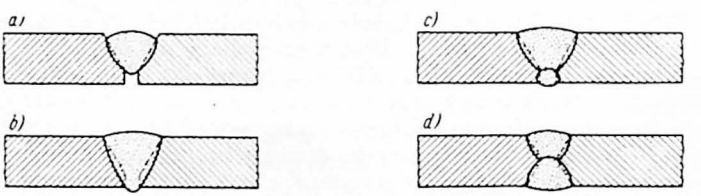


Bild 42. Einbrand in die Schweißteile
a) schlechter Einbrand, b) guter Einbrand, c) Naht mit Kapplage
d) X-Naht

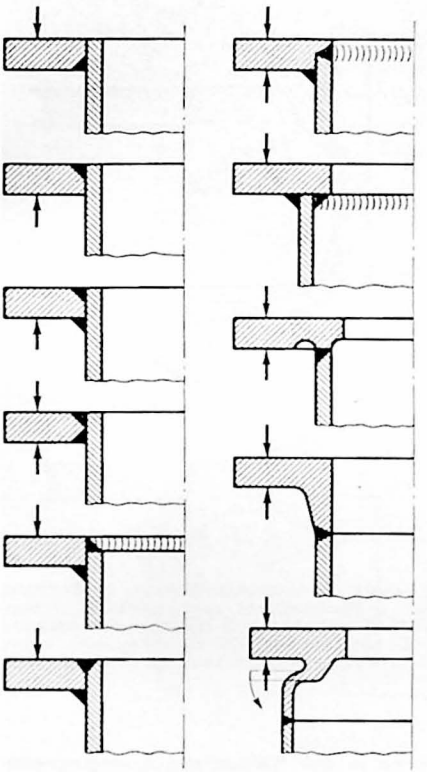


Bild 43. Schweißanschlüsse von Flanschen, deren Nahtwurzeln in der Druckzone liegen (mit Ausnahme der Stumpfnähte)

und ein Dauerbruch entwickelt sich vorwiegend an ihr. Deshalb ist die Nahtwurzel möglichst in die Druckzone zu legen, insbesondere die der Kehlnähte (Bild 43). Die Bauteile sollen auch so gefügt werden, daß die Wurzeln der Kehlnähte nicht frei liegen (Bild 44). Wichtige zug- oder wechselbeanspruchte Stumpfnähte erhalten zweckmäßigerweise ein Kapplage (siehe die Bilder 33 b und 42c) oder werden als X-Nähte ausgeführt, deren Wurzeln in der Nahtmitte verschweißt sind.

Der *Schweißwulst* (die runde Nahtüberhöhung) stört den Kraftfluß und wirkt deshalb wie eine Kerbe (Bild 45a). Eingeebnete Nähte (Bild 45b) weisen diesen Nachteil nicht auf, sind aber wegen der zusätzlichen Bearbeitung teuer. Auch ungleichmäßig, d. h. stark schuppig gezogene Schweißraupen verursachen Spannungsspitzen, die sich durch Glätten der Naht (Nachschleifen, Nachhämmern) abbauen lassen. Kehlnähte lenken den Kraftfluß stets um und sind deshalb weniger fest als Stumpfnähte. Die Höhe ihrer Spannungsspitzen nimmt in der Reihenfolge *Wölbkehlnaht*, *Flachkehlnaht*, *Hohlkehlnaht* ab (Bilder 45c ··· e). Gegenüber gleichdik-

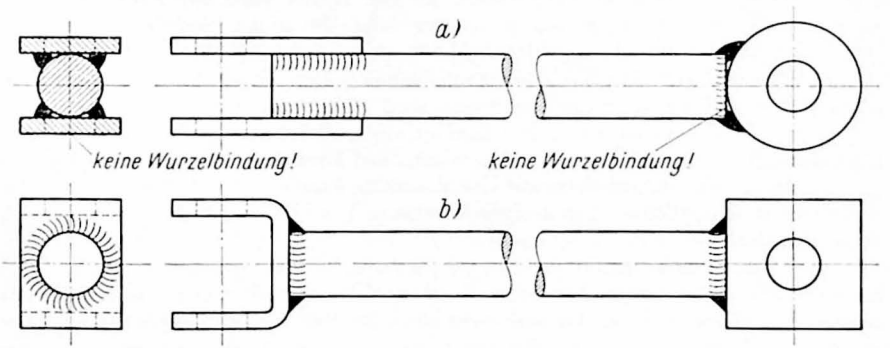
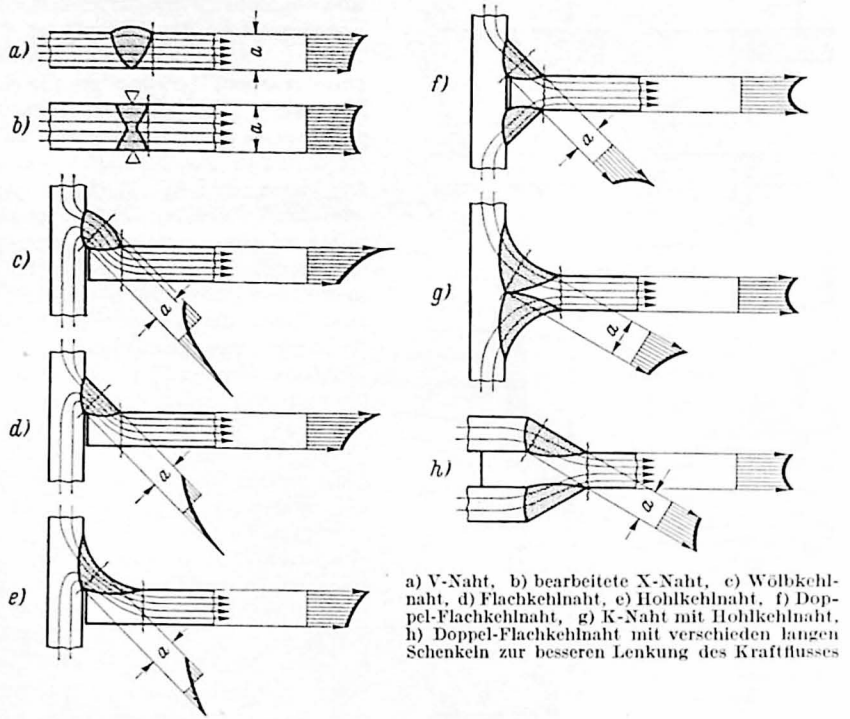


Bild 44. Geschweißte Zugstange
a) Nahtwurzeln haben keine Bindung, b) Nahtwurzeln gebunden



a) V-Naht, b) bearbeitete X-Naht, c) Wölbkehlnaht, d) Flachkehlnaht, e) Hohlkehlnaht, f) Doppel-Flachkehlnaht, g) K-Naht mit Hohlkehlnaht, h) Doppel-Flachkehlnaht mit verschieden langen Schenkeln zur besseren Lenkung des Kraftflusses

Bild 45. Kraftfluß in Schweißstößen, Spannungen in den Nähten und Übergangsquerschnitten

ken anderen Kehlnähten besitzt die Hohlkehlnaht das größte Schweißvolumen und ist dadurch am teuersten. In der Regel wird die Flachkehlnaht angewendet. Bei Schwingbeanspruchung sind die nicht biegebeanspruchten Doppelkehlnähte den Einfachkehlnähten vorzuziehen (Bilder 45f···h).

Einbrandkrater am Anfang und Ende einer jeden Naht bilden Kerbspannungsspitzen. Ihre Wirkung an Stirn- und Flankenkehlnähten veranschaulichen die Bilder 46 und 47. Bei hochgradiger Schwingbeanspruchung fräst man die schädlichen Krater ab. Hochkant auf Biegung schwingbeanspruchte Nähte (Bild 48a) unterliegen auf der Zugseite durch den Einbrandkrater der Gefahr des Aufreißens. Ein aufgeschweißtes Deckblech (Bild 48b) beseitigt diese Gefahr.

Um die Schweißspannungen niedrig zu halten, ist ein Anhäufen von Nähten zu vermeiden. Je dicker die Nähte sind und je mehr Nähte in einem Punkt zusammenlaufen (z. B. an Knotenpunkten oder Nahtkreuzungen), um so mehr neigt eine Konstruktion zu Schrumpfspannungen. Außerdem wachsen die Arbeitskosten erheblich mit der Nahtdicke. Lange dünne Nähte sind besser

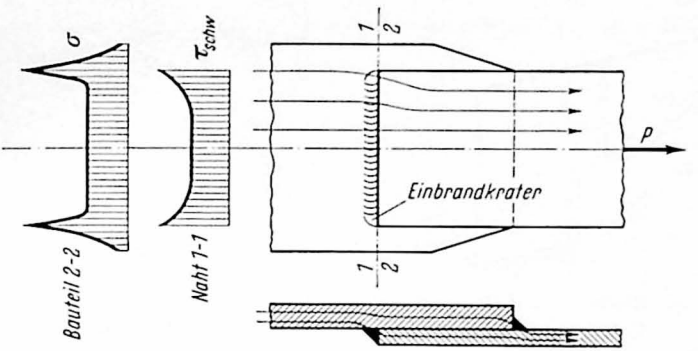


Bild 46. Senkrecht zur Kraftrichtung liegende Stirnkehlnähte und Kerbwirkung der Einbrandkrater

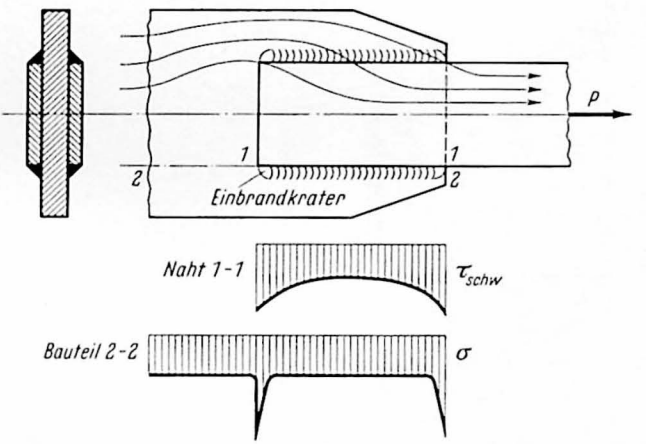


Bild 47. Parallel zur Kraftrichtung liegende Flankenkehlnähte und Kerbwirkung der Einbrandkrater

und billiger als kurze dicke. In Bild 49 ist gezeigt, wie man durch Aussparen von Querrippen das Zusammentreffen von Nähten umgeht. Querrippen sind zweckmäßigerweise mit Kehlnähten von 3···4 mm Dicke anzuschließen. Spitz auslaufende Rippen (Bild 50a) sind ungünstig, weil die Spitzen beim Schweißen wegbrennen. Es ist deshalb besser, die Rippen rechtwinklig oder ggf. stumpfwinklig zu stoßen (Bild 50b). Beim Schweißen werden Flußmittel benutzt, die die Oxydschicht von den Bauteilen beseitigen und die Bindung zwischen Grund- und Zusatzwerkstoff verbessern sollen. Das zwischen zwei Schweißstellen eingeschlossene Flußmittel (Bild 50a) kann korrosive Angriffe herbeiführen. Diese werden in der Ausführung nach Bild 50b vermie-

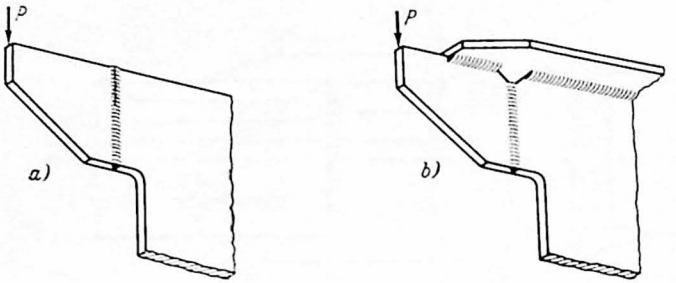


Bild 48. Hochkant auf Biegung beanspruchte Stumpfnaht
a) Aufreißgefahr durch Einbrandkrater, b) ohne Aufreißgefahr

den. Korrosionsgefahr tritt auch in Ritzen und Fugen auf, die keinen Oberflächenschutz erhalten können, wie z. B. die breitflächig aufeinanderliegenden Bauteile in Bild 46.

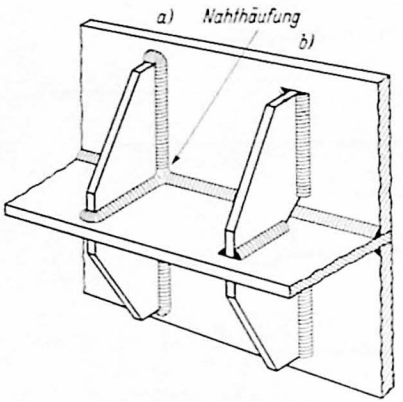


Bild 49. Angeschweißte Rippen
a) unzweckmäßig, da Nahthäufung, b) zweckmäßig, da keine Nahthäufung

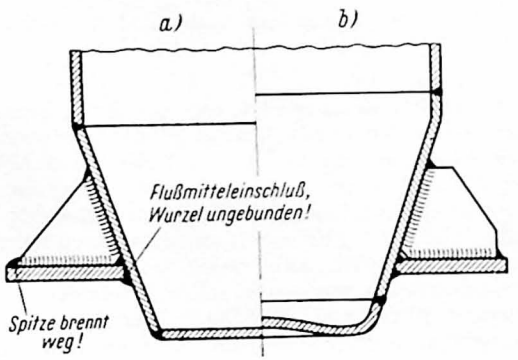


Bild 50. An einen Behälter geschweißte Tragklauen
a) unzweckmäßig, b) zweckmäßig

Beim Konstruieren ist zu beachten, daß die Nähte für die Schweißwerkzeuge zugänglich und auch beobachtbar sein müssen. Bild 51 zeigt z. B. Nähte, die sich nicht ziehen lassen.

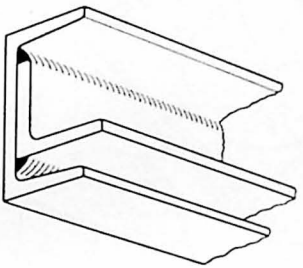
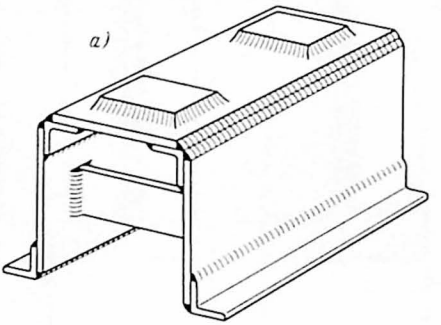


Bild 51. Zum Schweißen nicht zugängliche Nähte



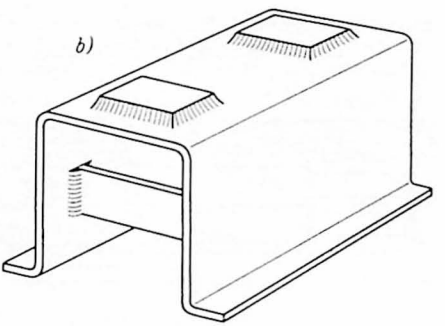


Bild 52. Geschweißter Untersatz
a) unzweckmäßig, da zu viele Schweißnähte (teuer!),
b) zweckmäßig, da durch Abkanten Schweißnähte gespart werden

Wirtschaftliche Gesichtspunkte zwingen zum sorgfältigen Gestalten der Schweißkonstruktionen, um die Lohn- und Werkstoffkosten so niedrig wie möglich zu halten. Die Schweißnähte sind auf das unbedingt notwendige Maß zu beschränken (ggf. unterbrochene Nähte vorsehen). Durch Abbiegen oder Abkanten von Blechen (Bild 52) lassen sich oftmals Nähte und Einzelteile einsparen. Weiterhin vermeidet man möglichst Vorarbeiten, wie Drehen, Schleifen, Fräsen, Hobeln, Schneiden u. dgl. Bild 53a zeigt eine in dieser Beziehung unzweckmäßig gestaltete Riemenscheibe. Nabe und Kranz müssen spanabhebend bearbeitet werden, und die trapezförmigen Rippen erfordern einen Blechzuschnitt. Bei der Ausführung nach Bild 53b sind Drehарbeiten vermieden, und die Rippen bestehen aus Flachstahl. Allerdings ist eine Schweißvorrichtung notwendig, um Nabe, Steg und Kranz winkelrecht fügen zu können. Das ist bei der Ausführung nach Bild 53a nicht notwendig, da Nabe und Kranz den Steg zentrieren und fixieren. In derartigen Fällen ist zu prüfen, ob die anzufertigende Stückzahl arbeitssparende Vorrichtungen lohnt. Die Ritzelwelle (Bild 54) ist billiger, wenn Ritzel und Welle getrennt hergestellt und durch Schweißen verbunden werden. Außer an Werk-

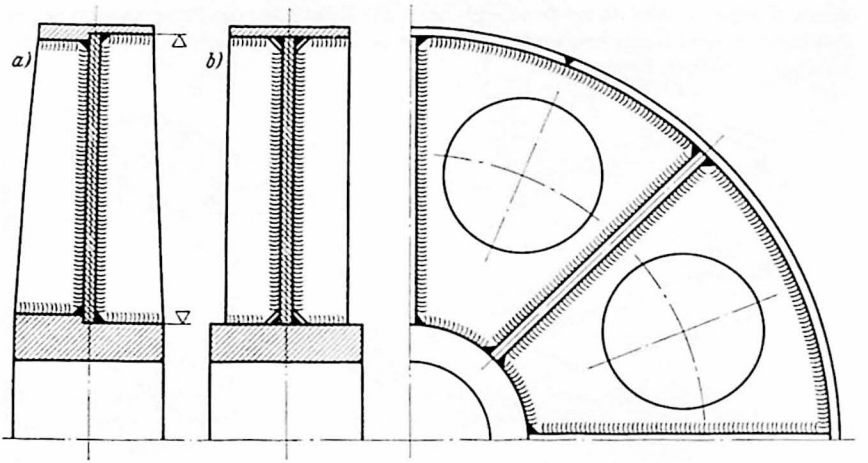


Bild 53. Geschweißte Riemenscheibe
a) unzweckmäßig, b) zweckmäßig

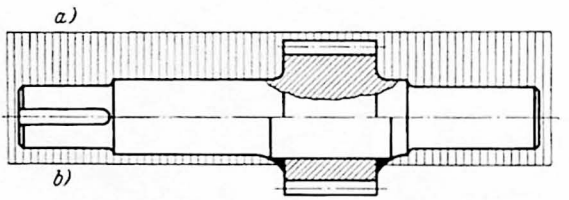
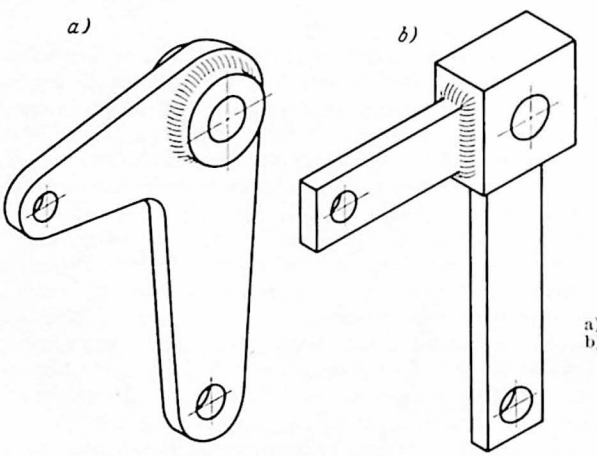


Bild 54. Ritzelwelle
a) aus einem Stück (viel Zerspanungsarbeit),
b) Ritzel aufgeschweißt (wenig Zerspanungsarbeit)



a) unzweckmäßig,
b) zweckmäßig

Bild 55. Geschweißter Winkelhebel

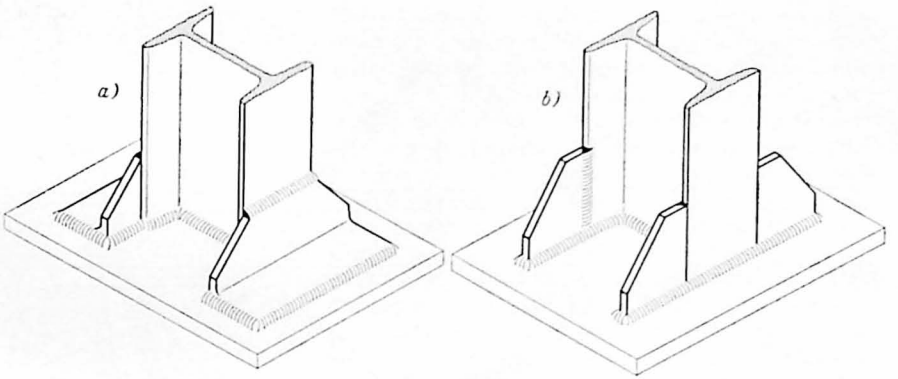


Bild 56. Geschweißter Stützfuß
a) unzweckmäßig, b) zweckmäßig

stoff wird erheblich an Zerspanungsarbeit gespart (vergleiche die senkrecht schraffierten Flächen). Bild 55a zeigt einen geschweißten Winkelhebel, der schwierig zuzuschneiden ist und einen erheblichen Blechabfall verursacht. In Bild 55b ist seine zweckmäßige Gestaltung aus Flach- und Vierkantstahl dargestellt. Der Stützfuß nach Bild 56a ist wegen seiner langen Schweißnähte zu aufwendig. Mit Eckblechen (Bild 56b) läßt sich Werkstoff und Arbeitszeit sparen. Eine schlecht durchdachte, komplizierte und deshalb unwirtschaftliche Lagerkonstruktion zeigt Bild 57a. Sie besteht aus acht Einzelteilen, während die zweckmäßige Ausführung (Bild 57b) nur sechs benötigt. Das Anschweißen der Lageraugen a auf das Stegblech b ist ungünstig, da ein Versatz der Augen eintreten kann und außerdem zwischen den beiden

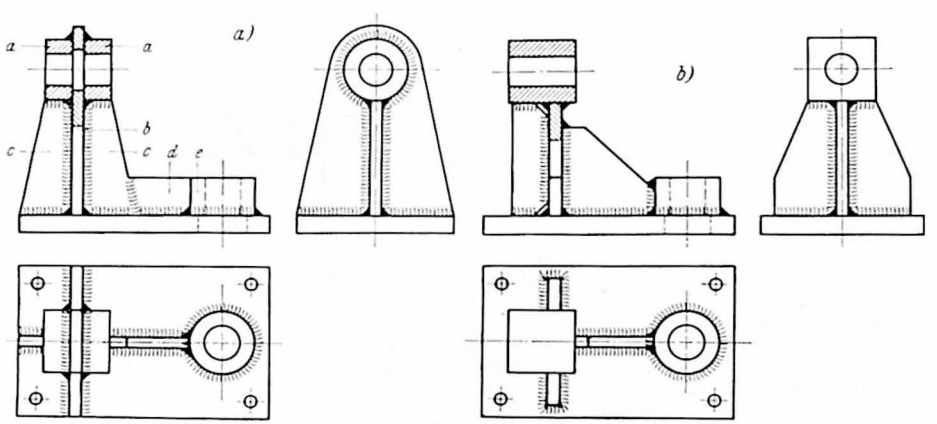


Bild 57. Geschweißter Lagerbock
a) unzweckmäßig, b) zweckmäßig

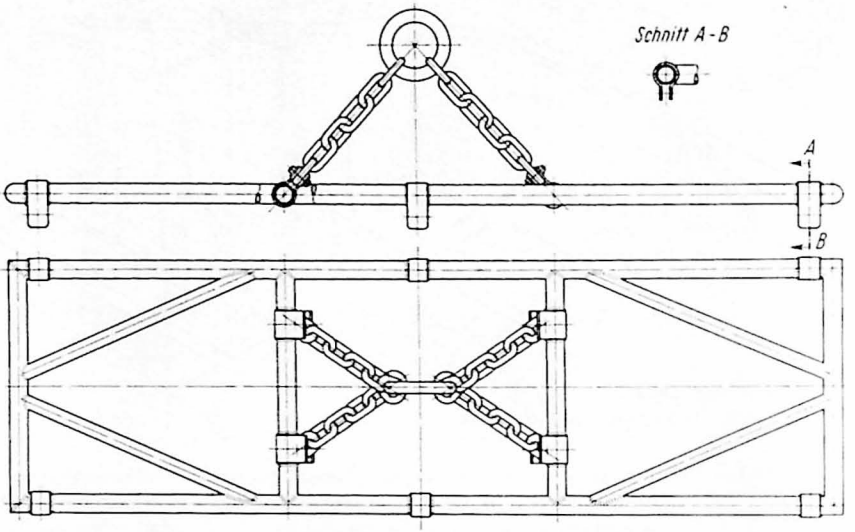


Bild 58. Geschweißte Lasthebemagnet-Traverse (*Pintsch Bamag AG*)

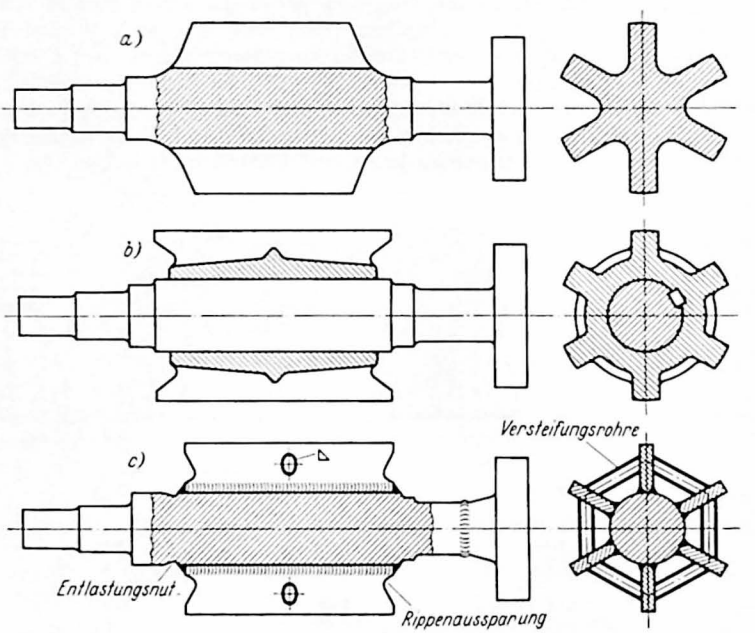


Bild 59. Generator-Rippenwelle
a) geschmiedet, b) mit aufgesetztem Gußstück, c) geschweißt

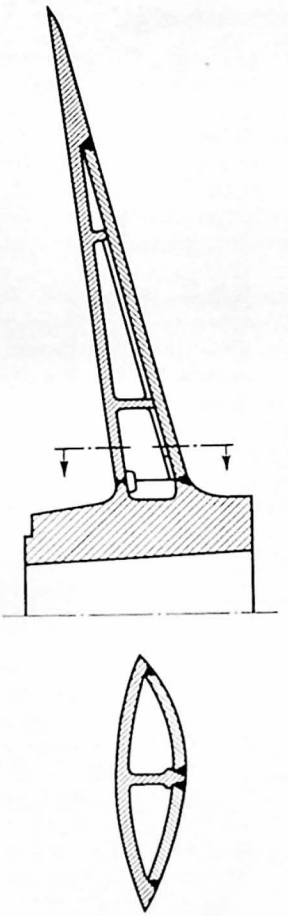


Bild 60. Geschweißter Schiffspropeller

Bohrungen in den Augen eine Lücke entsteht. Schlecht gestaltet ist auch die Rippenverbindung zwischen dem Stegblech b und dem Lagerauge c, weil die Unterteilung in die Rippen c und d eine zusätzliche Schweißnaht erfordert. Mit einem Auge aus Vierkantstahl (Bild 57 b) werden Vorarbeiten gespart und eine schweiß- und fertigungstechnische Verbesserung erzielt.

Als Bauelemente für Schweißteile bevorzugt man Flach- und Profilstähle, Rohre, glatte, abgekantete oder gebogene Bleche sowie mit dem Brenner ausgeschnittene Bleche. Werden Teile zu verwickelt, dann ist es besser, sie als Guß-, Schmiede-, Stanz- oder Ziehteile auszubilden und in die Konstruktion einzuschweißen. Bild 58 zeigt als Beispiel eine aus Rohren geschweißte Traverse zum Aufhängen von Lasthebemagneten.

Den interessanten Werdegang der Rippenwelle eines Generators von einem Schmiedeteil zu einer Schweißkonstruktion veranschaulicht Bild 59. Von der Festigkeit der Welle hängt das ganze betriebliche Verhalten der Maschine ab. Mit allen rotierenden Massen wird sie drehmoment- und drehzahlmäßig unterschiedlich beansprucht. Sie wurde ursprünglich als Schmiedestück (Bild 59a) hergestellt, die Aussparungen zwischen den Rippen gefräst (sehr teuer!). Als zweite Lösung entstand eine Welle aus Walzstahl mit einem aufgesetzten Rippenkörper aus Stahlguß (Bild 59b). Diese Lösung befriedigte jedoch in technischer Hinsicht nicht (z. B. unsichere Keilverbindung). Erst die Schweißkonstruktion (Bild 59c) führte zu einer technich und wirtschaftlich günstigen Gestaltung. Die Welle aus Walzstahl wurde mit Flachstahlrippen verschweißt. Dadurch wurde sie leichter als das Schmiede-oder Gußstück und bot infolge der größeren Räume zwischen den einzelnen Rippen den Vorteil einer besseren Wärmeabführung während des Betriebes. Hervorzuheben ist die Entlastungsringnut vor den Rippenenden, um den Kraftfluß sanfter umzulenken, und die Endaussparung der Rippen, die eine federnde Zunge bilden, so daß die durch Schrumpfung erzeugten Eigenspannungsspitzen abgebaut werden. Wegen des unumgänglichen Verzuges beim Schweißen erfolgt die Endbearcitung nach diesem. Die Herstellkosten der drei Ausführungen stehen etwa im Prozentverhältnis 100:50:40.

Bild 60 zeigt einen geschweißten Schiffspropeller, der gegenüber gegossenen oder geschmiedeten infolge seiner Hohlbauweise ein wesentlich geringeres Trägheitsmoment besitzt.

2.1.3 Schweißverbindungen im Kessel- und Druckbehälterbau

Kessel und Druckbehälter stehen durch Gase, Dämpfe oder Flüssigkeiten unter innerem Überdruck, dem sie sicher standhalten müssen. Das erfordert außerdem ihre absolute Dichtheit. Schweißungen an Land- oder Schiffskesseln sind deshalb nur zulässig, wenn gut schweißbare Werkstoffe verwendet werden und die Berechnungen nachweisen, daß die Schweißteile und Nähte der Betriebsbeanspruchung gemäß dimensioniert sind. Da sich Brüche sehr unheilvoll auswirken können, ist eine äußerst sorgfältige Ausführung der Schweißungen unerläßlich. Wo größere Biegebeanspruchungen auftreten, sollen Schweißungen möglichst vermieden werden.

Dampfkessel sind überwiegend aus Blechen oder aus Rohren aufgebaut. Zu den ersten gehören Kleinkessel, Quersiederkessel, stehende und liegende Rauchrohr-, Lokomotiv- und Lokomobilkessel sowie Ein- und Mehrflammrohrkessel. Ihr Betriebsdruck überschreitet 25 atü meistens nicht. Zu den zweiten rechnen die Wasserrohrkessel, deren beheizte, wasserführende Rohrbündel Wasserkammern oder Quertrommeln verbinden.

Geschlossene Druckbehälter, wie Boiler, Wasserspeicher, Kühlgefäße, Imprägnierbehälter, Dämpfer, Braupfannen, Vulkanisiergefäße u. dgl., bestehen vorwiegend aus Blechen und enthalten oftmals einen Inneneinbau oder ein Röhrensystem.

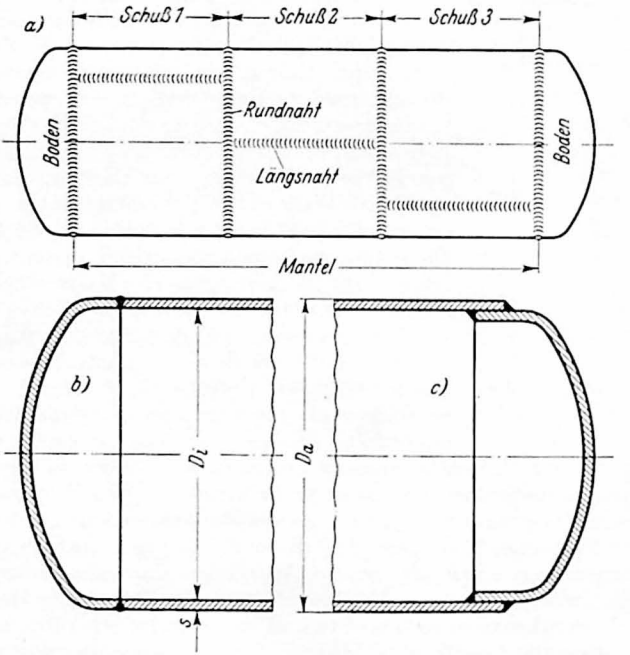


Bild 61. Grundsätzlicher Aufbau eines Kessels oder Druckbehälters
a) Aufteilung der Schüsse und Böden, Lage der Schweißnähte, b) stumpf angeschweißter Boden, c) überlappt angeschweißter Boden

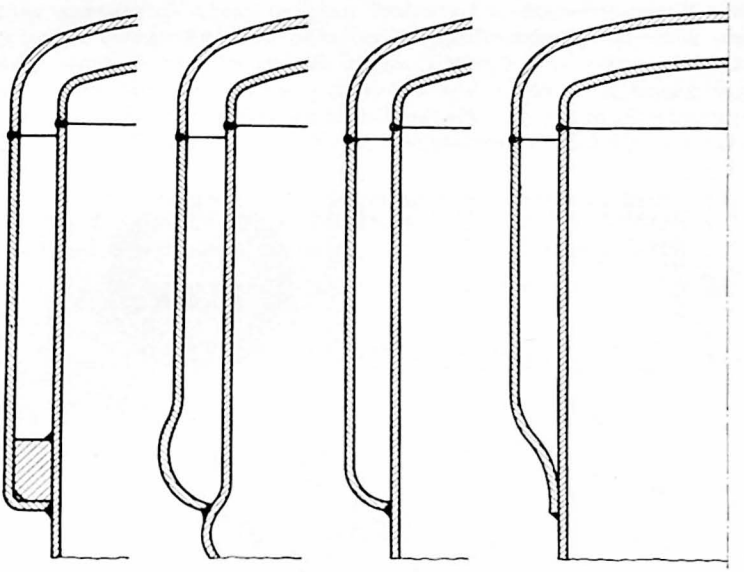


Bild 62. Anschluß von Doppelwandungen

Aggressive Stoffe erfordern korrosionsfeste Wände. Diese werden entweder aus nichtrostenden, austenitischen Stählen hergestellt oder mit Nichteisenmetallen plattiert oder ausgefüttert. Auch aufvulkanisierte Gummi- oder Kunstharzschichten sind üblich. Kessel und Behälter für Chemikalien, Lebensmittel, Medikamente u. dgl. erhalten auch Wände aus Kupfer, Messing, Bronze, Nickel, Aluminium oder Silber.

Die Aufteilung eines Kessel- oder Behältermantels in mehrere *Schüsse* (Bild 61a) richtet sich nach den lieferbaren Blechgrößen und den vorhandenen Fertigungseinrichtungen. Die rund gebogenen Schüsse werden an den Längs- und Stirnfugen meistens stumpf zusammengeschweißt (Bild 61b), und zwar mit X-Nähten oder an der Wurzel ausgekreuzten und nachgeschweißten V- oder Tulpennähten. Überlappte Kehlnahtschweißungen sind nur in Ausnahmefällen zulässig und dann nur als doppelseitig geschweißte Rundnähte bis zu einer Wanddicke von 15 mm (Bild 61c).

Zur Erhöhung der Steifigkeit werden *Vollböden* meistens gewölbt und gekrempt. Mit ihrem Bord werden sie stumpf (Bild 61b), ggf. überlappt (Bild 61c), an die Endschüsse geschweißt. Die Ausbildung von doppelwandigen Behältern veranschaulicht Bild 62.

Zur Beseitigung von Spannungs- oder Härteerscheinungen werden hochwertige Kessel geglüht. Über 25 mm Wanddicke ist das Glühen abnahmepflichtiger Kessel und Behälter vorgeschrieben. Das *Spannungsfreiglühen* erfolgt mit einer Temperatur von etwa 600 ··· 650° C mit nachfolgendem langsamen Abkühlen. Wenn der Werkstoff oder das Schweißgut beim Schweißen eine unzulässige Härte angenommen hat, muß je nach Werkstoff eine

besondere Wärmebehandlung festgelegt werden (nach Vorwärmen eine Vergütungs- oder Anlaßbehandlung). Ggf. wird zur Gefügeverfeinerung auch *normalgeglüht* (etwa mit 900° C), wenn die geforderten Eigenschaften der Schweißverbindungen ohne diesen Prozeß nicht zu erreichen sind oder wenn kaltverformte Teile eine zu starke Reckung erfahren haben. Durch Glühbehandlungen wird der schädigende Einfluß von Kerben aller Art gemildert.

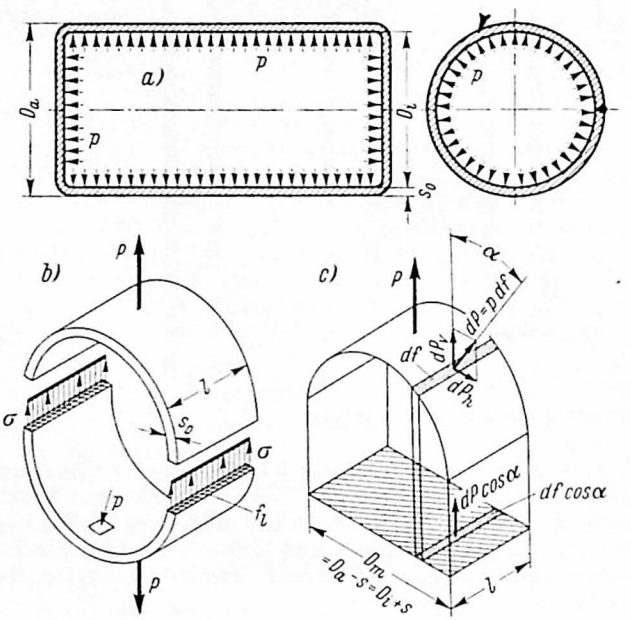


Bild 63. Beanspruchung der Längsnaht eines Druckbehälters
a) innerer Überdruck p, b) Zugspannung σ im Längsschnitt, c) Kraftverteilung auf die Projektion des mittleren Mantels

Der innere Überdruck p wirkt jeweils senkrecht auf die Wandungen (Bild 63a). Zur Ermittlung der Beanspruchung der Längsnaht denkt man sich den Mantel in zwei Hälften zerlegt (Bild 63b). Die Drücke p vereinigen sich in jeder Hälfte zu einer resultierenden Kraft P, die die Längsnähte mit der Spannung $\sigma = P/2f_l$ auf Zug beansprucht. In Bild 63c ist ein Mantelteilchen df mit der auf es wirkenden Kraft $dP = p\,df$ herausgezeichnet. Hierbei ist vorausgesetzt, daß der Druck auf den Mantel eines Zylinders mit dem mittleren Durchmesser $D_m = D_a - s_0 = D_i + s_0$ erfolgt. Zerlegt man dP in eine Vertikalkomponente $dP_v = dP\cos\alpha$ und in eine Horizontalkomponente dP_h, dann muß $P = \int dP_v = \int dP\cos\alpha = p\int df\cos\alpha = p(D_m l)$ sein. $D_m l$ ist die Projektion des Zylindermantels. Somit ergibt sich

$$\sigma = \frac{D_m\, p\, l}{2\, s_0\, l} = \frac{D_m\, p}{2\, s_0} = \frac{(D_a - s_0)p}{2\, s_0} = \frac{(D_i + s_0)p}{2\, s_0}.$$

Werden p in kp/cm² (atü), D_a, D_i und s_0 in mm eingesetzt, dann muß, um σ in kp/mm² zu erhalten, der Nenner die Umrechnungszahl 100 erhalten. Also gilt:

$$\sigma = \frac{(D_a - s_0)p}{200\, s_0} = \frac{(D_i + s_0)p}{200\, s_0} \text{ [kp/mm²]}. \tag{27}$$

Der Behälterboden ist mit der Kraft $P = p\, D_m^2 \pi/4$ belastet (der Mantel wiederum als dickenlos gedacht mit dem Durchmesser D_m). Der auf Zug beanspruchte Stirnquerschnitt (Bild 64) beträgt $f_s = D_m \pi s_0$. Damit ergibt sich sinngemäß zur Längsnaht die Zugbeanspruchung einer Rundnaht zu

$$\sigma = \frac{(D_a - s_0)p}{400\, s_0} = \frac{(D_i + s_0)p}{400\, s_0} \text{ [kp/mm²]}. \tag{28}$$

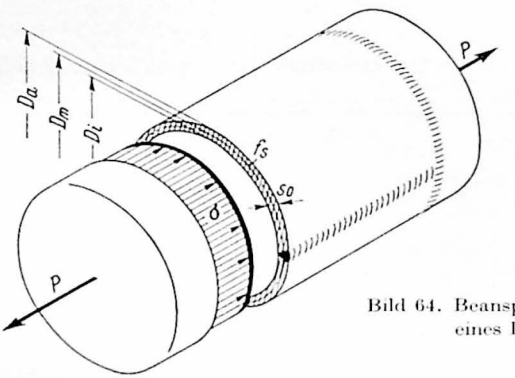


Bild 64. Beanspruchung der Rundnaht eines Druckbehälters

Daraus ist zu ersehen, daß eine Rundnaht nur halb so hoch beansprucht wird wie eine Längsnaht, wenn beide gleich dick sind. Die vorstehenden Spannungsberechnungen unter Zugrundelegung eines gedrückten Zylindermantels vom Durchmesser D_m gelten nur für Wandungstemperaturen (Berechnungstemperaturen) $> 120°$ C. Bei Berechnungstemperaturen $< 120°$ C ist der äußere Manteldurchmesser D_a maßgebend, d.h., in die Gleichungen 27 und 28 ist anstelle $D_a - s_0$ bzw. $D_i + s_0$ nur D_a einzusetzen.

Nach den *AD-Merkblättern* (*AD* Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter) und den *Dampfkessel-Bestimmungen* wird als zulässige Spannung gesetzt:

$$\text{zul}\sigma = \frac{K}{S}\, v \text{ [kp/mm²]}, \tag{29}$$

K [kp/mm²] Festigkeitskennwert des Werkstoffs (Tafeln 13...20) bei der Berechnungstemperatur (Tafel 21). Zwischenwerte von K sind in den Werkstoffnormen angegeben, ggf. sind diese linear zu interpolieren,

S Sicherheitsbeiwert (Tafel 22),

v Wertigkeit der Schweißnaht.

Tafel 13. Festigkeitskennwerte K in kp/mm² für allgemeine Baublechwerkstoffe nach DIN 17100 und DIN 1623

Stahlsorte	Streckgrenze bei °C				
	20	100[1])	200	250	300
St 34, RSt 34	17	17			
St 37, RSt 37	19	19			
St 34-2, St 34-3	18	17	14	13	11
St 37-2, St 37-3	21	19	16	15	12
RSt 42-2, St 42-3	23	21	18	17	14
St 52-3	32	30	25	23	20

[1]) Die Werte bei 100° C gelten auch bei Wandtemperaturen bis 120° C.

Tafel 14. Warmfestigkeitseigenschaften in kp/mm² für Kesselblechwerkstoffe nach DIN 17155

Stahlsorte	Streckgrenze[1]) bei °C									
	20 für die Dicken in mm			200	250	300	350	400	450	500
	≦16	>16≦40	>40≦60							
H I	23	22	21	18	17	14	12	10	8	
H II	26	25	24	21	19	16	14	12	10	
H III	28	27	26	23	21	18	16	14	12	
H IV	29	28	27	24	22	19	17	15	13	
17 Mn 4	29	28	28	25	23	21	18	16	14	
19 Mn 5	33	32	32	27	25	23	21	18	16	
15 Mo 3	28	27	27	25	23	20	18	17	16	14
13 CrMo 44	31	30	30	28	26	24	22	21	20	18

Stahlsorte	Zeitstandfestigkeit für 100000 h bei °C									
	380	400	420	440	460	480	500	520	560	600
H I···H IV	16,4	12,5	9,4	7,3	5,7	4,4	3,3	2,6		
17 Mn 4 19 Mn 5		17	13	9,8	7,4	5,5	4	2,8		
15 Mo 3					19,8	15,8	12	8,4		
13 CrMo 44					25,2	21,2	17	11,4	3,9	2

Stahlsorte	1%-Zeitdehngrenze für 100000 h bei °C									
	380	400	420	440	460	480	500	520	560	600
H I···H IV	11,8	9	6,7	5,1	3,9	2,8	2,1	1,7		
17 Mn 4 19 Mn 5		13	9,9	7,5	5,6	4,1	3	2,1		
15 Mo 3					14,9	12,6	10	7		
13 CrMo 44					18,6	15,6	12	8,3	2,7	1

[1]) Die Werte gelten für Blech bis 60 mm Dicke; darüber hinaus dürfen sie um 1 kp/mm² niedriger liegen.

Tafel 15. Festigkeitskennwerte K in kp/mm² von austenitischen, nichtrostenden Walz- und Schmiedestählen nach AD-Merkblatt W2

Stahlsorte	Streckgrenze bei °C								
	20	50	100	150	200	250	300	350	400
X5 CrNi 18 9 X5 CrNiMo 18 10 X5 CrNiMo 18 12	22	19,5	17	15,5	14	13	12		
X5 CrNiMoCuNb 18 18	23	21	19	17	15,5	15	14	13,5	13
X10 CrNi 18 9 X10 CrNiNb 18 9	27	23	20	18	17	16,5	16	15,5	15
X10 CrNiMoTi 18 10 X10 CrNiMoNb 18 10 X10 CrNiMoTi 18 12 X5 CrNiMoTi 25 25	27	23,5	21	20	19	18,5	18	17,5	17

Tafel 16. Festigkeitskennwerte K in kp/mm² von Werkstoffen für nahtlose Stahlrohre nach DIN 1629.

Stahlsorte		Streckgrenze[1]) bei °C			
		20[2])	200	250	300
in Handelsgüte St 00		15			
mit Gütevorschrift	mit besonderer Gütevorschrift				
St 35	St 35.4	24	19	17	14
St 45	St 45.4	26	21	19	16
St 55	St 55.4	30			
St 52	St 52.4	36			

[1]) Bei Außendurchmessern $\leqq 30$ mm und Wanddicken $\leqq 3$ mm darf die Streckgrenze um 1 kp/mm² unterschritten werden.

[2]) Für Leitungsrohre, die nach DIN 2413 berechnet werden, darf der für 20° C angegebene Festigkeitskennwert bis 120° C angewendet werden.

Zu diesen Berechnungsgrößen führen die oben angezogenen Bestimmungen aus:

Festigkeitskennwert K

1. Bei *Werkstoffen mit bekannter Streckgrenze* ist als Festigkeitskennwert der niedrigste der beiden folgenden Werte einzusetzen: Die Streckgrenze (Mindestwert) bei der Berechnungstemperatur oder die 100000-h-Festigkeit $\sigma_{B/100\,000}$ (Mittelwert) bei der Berechnungstemperatur. Außerdem ist nachzuprüfen, ob bei der Berechnungstemperatur die 1%-100000-h-

Tafel 17. Warmfestigkeitseigenschaften in kp/mm² von Werkstoffen für nahtlose Stahlrohre nach DIN 17175

Stahlsorte	Streckgrenze[1]) bei °C							
	20	200	250	300	350	400	450	500
St 35.8	24	19	17	14[2])	12[2])	11	9	
St 45.8	26	21	19	16[2])	14[2])	13	11	
15 Mo 3	29	26	24	21[2])	19[2])	18[2])	17	15
13 CrMo 44	30	28	26	24	22	21	20	18
10 CrMo 9 10	27	25	24	23	22	21	20	19
Stahlsorte	Zeitstandfestigkeit für 100 000 h bei °C							
	400	420	440	460	480	500	550	600
St 35.8, St 45.8	12,5	9,4	7,3	5,7	4,4	3,3		
15 Mo 3				19,8	15,8	12	3,7	
13 CrMo 44				25,2	21,2	17	5	2
10 CrMo 9 10					19	15	7,5	4
Stahlsorte	1% – Zeitdehngrenze für 100 000 h bei °C							
	400	420	440	460	480	500	550	600
St 35.8, St 45.8	9	6,7	5,1	3,9	2,8	2,1		
15 Mo 3				14,9	12,6	10	2,5	
13 CrMo 44				18,6	15,6	12	3,7	1
10 CrMo 9 10					13,1	10,5	5,5	2,8

[1]) Bei den Stählen St 35.8, St 45.8, 15 Mo 3 und 13 CrMo 44 darf bei Rohren mit einer Wanddicke über 40 mm eine Unterschreitung der Streckgrenzenwerte um 1 kp/mm² nicht beanstandet werden.

[2]) Bei einer Wanddicke $\leqq$ 10 mm liegt dieser Wert um 1 kp/mm² höher. Das gilt nicht für Rohre mit einer Wanddicke $\leqq$ 3 mm, deren Außendurchmesser $\leqq$ 30 mm ist; für Rohre dieser Abmessungen liegen alle Streckgrenzenwerte der Tafel um 1 kp/mm² niedriger.

Tafel 18. Festigkeitskennwerte K in kp/mm² von Stahlguß nach DIN 1681

Stahlsorte	Festigkeitskennwert bei °C					
	20	100	150	200	250	300
GS-38.5	18	18	17	16	14	12
GS-45.5	22	21,5	20	18	16	14
GS-52.5	25	24	22	20	18	16

Tafel 19. Warmfestigkeitseigenschaften in kp/mm² von warmfestem Stahlguß nach DIN 17245

Stahlsorte	Streckgrenze bei °C						
	20	200	300	350	400	450	500
GS-C 25	25	22	17	15	13	9	
GS-22 Mo 4	25	24	21	19	17	14	11
GS-22 CrMo 5 4	30	29	28	26	24	21	17
GS-20 MoV 5 3	30	29	28	26	24	22	18
GS-20 MoV 8 4	40	35	32	31	29	26	22

Stahlsorte	Zeitstandfestigkeit für 100000 h bei °C						
	400	420	440	460	480	500	550
GS-C 25	13	9,6	7,4	5,7	4,4	3,3	
GS-22 Mo 4				18,5	14,8	11,2	3,5
GS-22 CrMo 5 4				23,6	19,9	15,9	4,7
GS-20 MoV 5 3				21,2	16,8	13,1	6,1
GS-20 MoV 8 4				25,5	20	15	7,5

Stahlsorte	1%-Zeitdehngrenze für 100000 h bei °C						
	400	420	440	460	480	500	550
GS-C 25	9	6,9	5,2	3,8	2,8	2,1	
GS-22 Mo 4				14	11,8	9,4	2,3
GS-22 CrMo 5 4				17,4	14,6	11,2	3,5
GS-20 MoV 5 3				16,2	13,1	10,3	4,7
GS-20 MoV 8 4				21,1	16,8	13,1	6,1

Tafel 20. Festigkeitskennwerte K in kp/mm² von Werkstoffen für schmelzgeschweißte Stahlrohre nach DIN 1626 zur Berechnung der Wanddicke von Leitungsrohren nach DIN 2413

Stahlsorte	Festigkeitskennwert für die Dicken in mm		
	$\leqq 8$	$> 8 \leqq 16$	$> 16 \leqq 40$
St 34	19	18	17
St 37	21	20	20
St 42	24	23	22

Dehngrenze (Zeitdehngrenze) nicht überschritten ist und ob bei einer Temperatur, die 15° C über der Berechnungstemperatur liegt, noch 1,0-fache Sicherheit gegen die 100000-h-Festigkeit (Zeitstandfestigkeit) besteht (die mit den Gleichungen 27 und 28 berechneten Spannungen dürfen also die betr. Zeitdehngrenze und Zeitstandfestigkeit – siehe Tafeln 14, 17 und 19 – nicht überschreiten).

2. Bei *Werkstoffen ohne bekannte Streckgrenze* ist als Festigkeitskennwert die Zugfestigkeit bei der Berechnungstemperatur einzusetzen.
3. Bei *Werkstoffen, die* (wie z.B. Aluminium und Kupfer) *in mehreren Härtegraden* (z.B. weich, halbhart und hart) *geliefert werden*, ist zu beachten, daß die Erhitzung beim Schweißvorgang die Festigkeit der kaltverfestigten Werkstoffe verringert. Daher muß bei diesen Werkstoffen für die Berechnung der Wanddicke im Bereich der Schweißnähte der Festigkeitskennwert im weichgeglühten Zustand auch dann zugrunde gelegt werden, wenn für die Bleche im Anlieferungszustand eine höhere Härtestufe nachgewiesen wurde.
4. Für *Werkstoffe, die nicht aufgeführt sind*, sind die Werte einzusetzen, die bei der erstmaligen Prüfung zwischen dem Hersteller und dem Sachverständigen vereinbart worden sind.

Tafel 21. Richtlinien zur Festlegung der Berechnungstempetatur (aus den Dampfkessel-Bestimmungen und AD-Merkblättern)

Berechnungstemperatur t (höchste zu erwartende Wandtemperatur) im allgemeinen:			
Dampfkessel	bei nicht befeuerter Wand	die Dampftemperatur, bei Heißdampfsammlern die Dampftemp. + 15° C	bei Land- und Binnenschiffskesseln mind. 250° C, bei Seeschiffskesseln mind. 275 ° C
	bei gegen Feuergase abgedeckter Wand	die Dampftemperatur + 20° C	
	bei von Feuergasen berührter Wand	die Dampftemperatur + 50° C	
Druckbehälter	bei nicht beheizter oder gekühlter Wand	die höchste Temperatur des Beschickungsmittels	
	bei mit Dampf, Heißwasser oder anderen flüssigen Heizmitteln beheizter Wand	die höchste Temperatur des Heizmittels	
	bei Feuer-, Abgas- oder elektrischer Beheizung[1])	abgedeckte Wand: die höchste Temperatur des Beschickungsmittels + mindestens 20° C	
		unmittelbar berührte Wand: die höchste Temperatur des Beschickungsmittels + mindestens 50° C	

[1]) Bei elektrischer Beheizung ist nur dann in der angegebenen Weise zu rechnen, wenn die Heizwiderstände die Wandungen unmittelbar beheizen.

Sicherheitsbeiwert S

1. Der Sicherheitsbeiwert berücksichtigt die Unsicherheiten im Rechnungsansatz und bietet außerdem die Gewähr, daß bei der Wasserdruckprüfung mit dem üblichen Prüfdruck $1{,}3p$ die Streckgrenze nicht überschritten wird. Wird ein höherer Prüfdruck gefordert, so ist unter Zugrundelegung von DIN 2413 nachzuprüfen, ob noch 1,1-fache Sicherheit gegenüber der Streckgrenze bei 20° C vorhanden ist.
2. Bei Druckbehältern für Brenngase und Gasgemische, die Cyan oder Cyanwasserstoff enthalten, ist ein um 20% höherer Sicherheitsbeiwert einzusetzen als nach Tafel 22.
3. Bei Verwendung von Blechen DIN 17100 in Dampfkesseln ist der Sicherheitsbeiwert um 20% höher einzusetzen als nach Tafel 22.

Wertigkeit v und Verschwächungswert v

1. Die *Wertigkeit* ist ein Zahlenwert, der das Festigkeitsverhältnis der Naht zum Blech berücksichtigt. Die Wertigkeit ist wie folgt einzusetzen:

   $v = 1{,}0$ für nahtlose Schüsse und Böden sowie für Nähte an Schüssen und Böden, die unter äußerem Überdruck stehen,

   $v = 0{,}8$ für geschweißte Schüsse und Böden unter innerem Überdruck im Normalfall,

   v bis 1,0 sofern die vorgesehenen Prüfungen am einzelnen Werkstück mit befriedigendem Ergebnis durchgeführt werden (siehe AD-Merkblatt H1).

Tafel 22. Sicherheitsbeiwerte S (nach Dampfkessel-Bestimmungen und AD-Merkblättern)

	Teil, Nahtart	Stahl		Stahlguß
		Land- und Binnenschiffskessel	Seeschiffskessel	
Dampfkessel	Nahtlose und stumpfgeschweißte Schüsse und Trommeln	1,5	1,7	2
	Schüsse mit überlappt schmelzgeschweißten Nähten (Kehlnähten)	1,8	2	2
	Gewölbte Böden	1,4	1,7	2
	Ebene, unverankerte und verankerte Böden	1,5	1,7	2
	Anker und Stehbolzen			
	mit Abnahmezeugnis für den Werkstoff	1,65	2,5	
	ohne Abnahmezeugnis für den Werkstoff	2		
	Kessel- und Überhitzerrohre			
	unter innerem Überdruck	1,5	1,7	
	unter äußerem Überdruck			
	mit Abnahmezeugnis für den Werkstoff	1,8	2	
	ohne Abnahmezeugnis für den Werkstoff	2,2		

Tafel 22. (Fortsetzung)

Druckbehälter			
	mit bekannter Streckgrenze	mit Abnahmezeugnis DIN 50049	ohne Abnahmezeugnis DIN 50049
		Sicherheit gegen Streckgrenze bzw. 100000-h-Festigkeit	
	Schüsse und Böden aller Art aus		
	Stahl	1,5	1,8
	Stahlguß	2	2,5
	Nichteisenmetallen	vorerst vereinbaren	
	Rohre aus Stahl		
	bei innerem Überdruck	1,5	1,8
	bei äußerem Überdruck	1,8	2,2
	Ebene, verankerte Böden und deren Anker aus		
	Stahl	1,5	1,8
	Stahlguß	2	2,5
	ohne bekannte Streckgrenze	Sicherheit gegen Zugfestigkeit	
	Zylindrische und kegelförmige Schüsse aus		
	Grauguß DIN 1691 ungeglüht	9	11
	geglüht od. emailliert	7	8
	Gewölbte Böden aus		
	Grauguß DIN 1691 ungeglüht	7	9
	geglüht od. emailliert	7	8
	Teile aller Art aus Nichteisenmetallen	3,5	4
	Rohre aus Nichteisenmetallen unter äußerem Überdruck	4,2	4,8

2. Werden Böden oder Schüsse durch Ausschnitte oder Lochreihen geschwächt (Bild 65), dann ist als *Verschwächungswert* in Tangential- oder Radialrichtung (für Böden) zu setzen

$$v = \frac{t_t - d}{t_t} \text{ bzw. } v = \frac{t_r - d}{t_r}, \tag{30.1}$$

in Längsrichtung (für Schüsse)

$$v = \frac{t_l - d}{t_l}, \tag{30.2}$$

in Umfangsrichtung (für Schüsse) jedoch

$$v = 2\,\frac{t_u - d}{t_u} \leqq 1. \tag{30.3}$$

Weil in Umfangsrichtung die Beanspruchung nur halb so hoch wie in Längsrichtung ist, erscheint in Gleichung 30.3 der Faktor 2. Zur Berech-

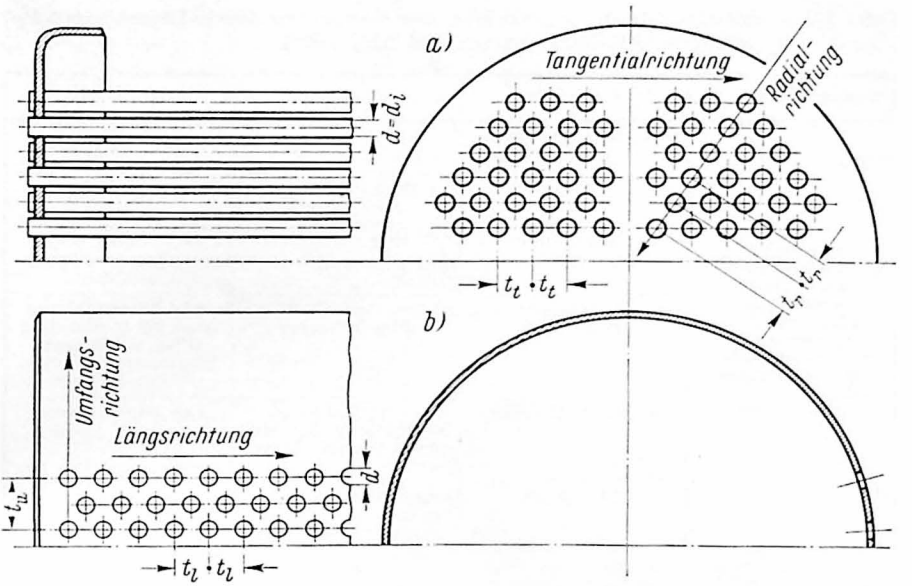


Bild 65. Wandungen mit Lochreihen
a) in einen Boden eingeschweißte Rohre, b) Ausschnittreihe in einem zylindrischen Schuß

nung der Wanddicken muß jeweils der kleinere der beiden v-Werte (bei Böden aus Tangential- und Radialrichtung, bei Schüssen aus Längs- und Umfangsrichtung) eingesetzt werden. t ist die Auschnitts- oder Lochteilung, d der Lochdurchmesser (bei eingeschweißten oder eingewalzten Rohren der lichte Rohrdurchmesser d_i). Läuft eine Schweißnaht durch zwei oder mehr Ausschnitte, so ist das Produkt aus Wertigkeit der Schweißnaht und dem Verschwächungswert durch die Ausschnitts- bzw. Lochreihen zu bilden.

Richtlinien für die Anwendung der Stahlwerkstoffe nach den Tafeln 13 ··· 20 sind in Tafel 23 zusammengestellt.

Zur Berechnung der Wanddicken der Schüsse wird die Gleichung 27 nach s_0 umgeformt und für σ der zulässige Wert nach Gleichung 29 eingesetzt. Unter Berücksichtigung bestimmter Wanddickenzuschläge c gelten die nachstehenden, in den AD-Merkblättern vorgeschriebenen Berechnungsgleichungen:

1. *Mindestwanddicke s der unter innerem Überdruck stehenden zylindrischen Schüsse, Trommeln und Sammler* (Bild 66) mit $D_a/D_i < 1{,}2$[1])

Bei einer Berechnungstemperatur $t \leqq 120°$ C:

$$s = s_0 + c_1 + c_2 = \frac{D_a\, p}{200\,\dfrac{K}{S}\,v} + c_1 + c_2 \text{ [mm]}, \tag{31.1}$$

[1]) Die Berechnung dickwandiger Hohlzylinder mit $D_a/D_i = 1{,}2 \cdots 1{,}5$ siehe AD-Merkblatt B 10.

Tafel 23. Richtlinien für die Anwendung der Stahlsorten (nach Dampfkessel-Bestimmungen, AD-Merkblättern und DIN 1629)

Verwendungszweck	Werkstoffe	Dampfkessel	Druckbehälter
Dampfkesselwandungen, Druckbehälter und -teile, die bei witterungsbedingten Temperaturen sowie bei Temperaturen der Beschickungsmittel bis -10 °C herab betrieben werden	St 34, St 37 DIN 17100; RSt 34, RSt 37 DIN 1623		$D_i p \leqq 7000$ $t \leqq 120$ °C
	St 34-2, St 37-2, RSt 42-2, St 34-3, St 42-3, St 52-3 DIN 17100	für 1,5 atü/ 130 °C-Kessel (außer St 34-2 und St 52-2)	$D_i p \leqq 20000$ $t \leqq 200$ °C; ferner für ätzende und giftige Stoffe sowie brennbare Gase, wenn $lp \leqq 5000$
	Kesselbleche DIN 17155	ohne Einschränkung	ohne Einschränkung (auch für ätzende und giftige Stoffe sowie brennbare Gase, wenn $lp > 5000$)
	Stahlguß DIN 1681	$t \leqq 300$ °C für Teile, die nicht im ersten Feuerzug liegen	ohne Einschränkung, wenn $t \leqq 300$ °C
	Warmfester Stahlguß DIN 17245	$t > 300$ °C (außer GS-20 MoV 8 4) für Teile, die nicht im ersten Feuerzug liegen	ohne Einschränkung
Kessel- und Druckbehälter mit chemischer Beständigkeit	Austenitische Walz- und Schmiedestähle (Nichtrostende Stähle)	ohne Einschränkung	ohne Einschränkung
Kessel-, Überhitzer-, Anker- und Leitungsrohre von Dampfkesseln, drucktragende Rohre von Druckbehältern	Rohre DIN 1629 in Handelsgüte für allgemeine Anforderungen		$D_i p \leqq 7200$, $t \leqq 120$ °C Flüssigkeiten $p \leqq 25$ atü, Preßluft und ungefährliche Gase $p \leqq 10$ atü, ferner Sattdampf $p \leqq 10$ atü und $t \leqq 180$ °C
	Rohre DIN 1629 mit Gütevorschriften für höhere Anforderungen	für 1,5 atü/130 °C-Kessel	$t \leqq 120$ °C, jedoch bis $t = 300$ °C, wenn $D_i p \leqq 7200$; $p \leqq 64$ atü, mit Abnahmezeugnis $p \leqq 160$ atü
	Rohre DIN 1629 mit besonderen Gütevorschriften für höchste Anforderungen		$t \leqq 300$ °C p = unbegrenzt
	Nahtlose Stahlrohre DIN 17175	Werkstoff-Gütestufe I: $t < 400$ °C, $p \leqq 32$ atü Werkstoff-Gütestufe II: $t = 400 \cdots 450$ °C, $p > 32 \leqq 80$ atü Werkstoff-Gütestufe III: $t > 400$ °C, $p > 80$ atü	$t \leqq 550$ °C p = unbegrenzt
	Rohre mit geschweißter Längsnaht ($D_a \leqq 200$ mm) DIN 1626 mit Gütevorschriften	$v \geqq 0{,}9$ sonst wie für Rohre nach DIN 17175	

t [°C] Berechnungstemperatur,
p [atü] höchstzulässiger Betriebsüberdruck,
D_a [mm] Außendurchmesser des Kessels bzw. Behälters,
D_i [mm] Innendurchmesser des Kessels bzw. Behälters,
l [l] Druckbehälterinhalt.

bei einer Berechnungstemperatur $t > 120°$ C:

$$s = s_0 + c_1 + c_2 = \frac{D_a\, p}{200\,\frac{K}{S}\,v + p} + c_1 + c_2 =$$

$$= \frac{D_i\, p}{200\,\frac{K}{S}\,v - p} + c_1 + c_2 \text{ [mm]}, \qquad (31.2)$$

p [atü] höchstzulässiger Betriebsüberdruck,
c_1 [mm] Zuschlag zur Berücksichtigung von Wanddickenunterschreitungen (gemäß den zulässigen Abmaßen),
c_2 [mm] Zuschlag zur Berücksichtigung von Abnützungen (Korrosion).

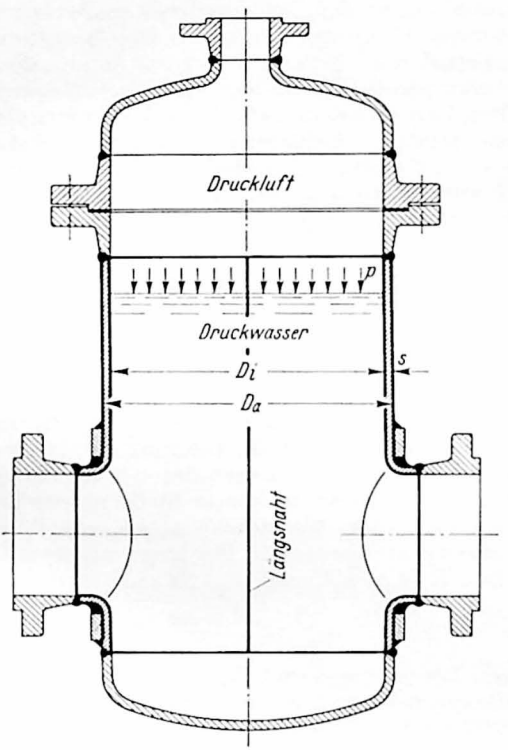


Bild 66. Zylindrischer Schuß in einem Druckbehälter

Zu den Berechnungsgrößen führen die AD-Merkblätter und Dampfkessel-Bestimmungen aus:

Mindestwanddicke s

Die kleinstzulässige Wanddicke nahtloser und geschweißter Schüsse von Dampfkesseln beträgt bei Ausführung in Stahlwerkstoff 5 mm. Bei Trom-

meln, in die Rohre eingewalzt sind, ist die Wanddicke so zu bemessen, daß eine zylindrische Einwalzlänge von mindestens 16 mm vorhanden ist. Nahtlose oder geschweißte Druckbehälter, mit Ausnahme solcher aus Reinaluminium oder weichen Aluminiumlegierungen, müssen eine Wanddicke von mindestens 3 mm erhalten. Die Mindestwanddicke von Gußstücken ergibt sich u.a. auch aus der Technik der Herstellung. Für Druckbehälter im Untertagebetrieb beträgt die Mindestwanddicke 5 mm.

Höchstzulässiger Betriebsüberdruck p

Als Berechnungsdruck gilt der höchste auftretende Betriebsdruck. Statische Drücke $\geqq 0{,}5$ atü sind bei der Berechnung der Kesselwandungen zusätzlich zu berücksichtigen. Bei Teilen von Kesseln unter innerem *und* äußerem Überdruck, z.B. Heißdampfkühlern, ist der Differenzdruck maßgebend; bei Seeschiffskesseln sind mindestens 17 atü anzunehmen. Bei Behältern für verflüssigte Gase ist der höchstzulässige Betriebsüberdruck p entsprechend der höchstmöglichen Betriebstemperatur zu wählen. Als Höchsttemperatur ist bei oberirdisch aufgestellten Lagerbehältern 40° C und bei unterirdischen Behältern 30° C anzunehmen, wenn die Behälter nicht künstlich auf einer niedrigeren Temperatur gehalten oder auf eine höhere Temperatur erwärmt werden. Der statische Druck zur Beschickung ist zu berücksichtigen, wenn er die Beanspruchung der Wandungsteile um mehr als 5% erhöht.

Zuschlag c_1 zur Wanddicke

Unterschreitungen der Wanddicke, die innerhalb der im Normalfall für Bleche und für nahtlos geschmiedete Schüsse geltenden Abmaße liegen, sind nicht zu berücksichtigen. Soweit nach DIN 1541, 1542 und 1543 bei Übermaßen größere Abweichungen als im Normalfall in Anspruch genommen werden, müssen diese in dem Maße berücksichtigt werden, wie sie die normal zulässigen Abweichungen überschreiten (Beispiel: Toleranz für Normalfall -5%, Toleranz für Übermaß -12%; zu berücksichtigen -7%). Bei gegossenen Behältern darf die Mindestwanddicke an keiner Stelle unterschritten werden. Deshalb ist zu der errechneten Wanddicke $s_0 + c_2$ ein Zuschlag c_1 zu machen und in der Zeichnung zu vermerken. Bei unter äußerem Überdruck stehenden gewölbten Böden ist $c_1 = 1$ mm.

Zuschlag c_2 zur Wanddicke

Der Zuschlag c_2 beträgt 1 mm. Bei Schüssen und Böden über 30 mm Wanddicke und bei Werkstoffen, die gegen Korrosion von innen und außen beständig oder ausreichend geschützt sind, z.B. durch Verbleiung, Gummierung, Plattierung, Einbrennlacke u. dgl., nicht jedoch durch galvanische Überzüge, kann der Zuschlag entfallen. Bei Kesseln und Behältern, die im späteren Betrieb im Innern nicht besichtigt werden können, ist nötigenfalls ein höherer Zuschlag zu vereinbaren. Das gilt auch für Behälter, deren Inhalt stark korrodierend wirkt. Bei auszumauernden Druckbehältern ist zur Aufnahme der durch das Mauerwerk bewirkten zusätzlichen Beanspruchung ein ausreichend bemessener Zuschlag vorzusehen.

2. *Mindestdicke s der unter äußerem Überdruck stehenden zylindrischen Wandungen mit* $D_a \geqq 200$ mm *und* $D_a/D_i \leqq 1{,}2$ *und deren Versteifung*

Die unter äußerem Überdruck stehenden zylindrischen Wandungen sind zunächst wie die unter innerem Überdruck stehenden zu berechnen (Gleichungen 31), dann aber nach AD-Merkblatt B 6 gegen *elastisches* und *plastisches Einbeulen* zu kontrollieren. Hierauf soll, da es mit den Schweißverbindungen nicht im unmittelbaren Zusammenhang steht, nicht eingegangen werden. Reicht die Sicherheit gegen Einbeulen nicht aus, dann müssen die Wandungen dicker gemacht oder versteift werden. Versteifungen sind in Bild 67 dargestellt. Bei $l < 0{,}2D_a$ beträgt die Sicherheit

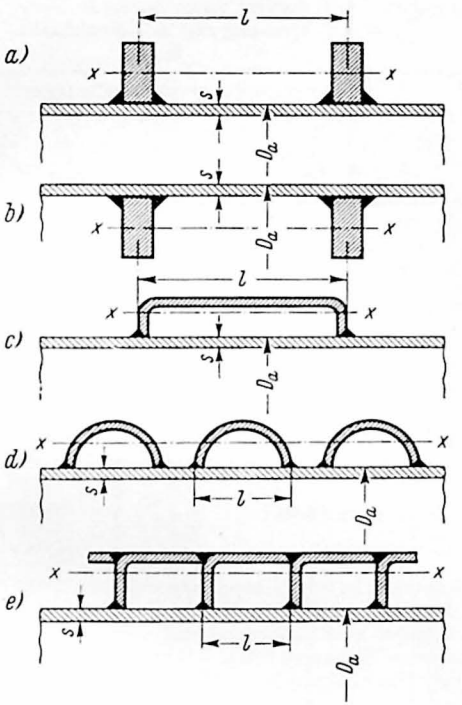


Bild 67. Versteifungen an zylindrischen Wandungen, die unter äußerem Überdruck stehen
a) äußere Ringe,
b) innere Ringe,
c) Doppelmantel,
d) Heizrohre,
e) Heizkanäle

gegen plastisches Verformen (die zylindrische Wand als Träger auf zwei Stützen mit der Stützweite l betrachtet)

$$S_F = 200 \frac{K}{p} \frac{s_0}{D_a}, \tag{32}$$

wenn das Trägheitsmoment eines Versteifungsringes $J_x \geqq 2s^4$ und dessen Querschnitt $F \geqq 3s^2$ ist. Zulässige Sicherheiten gegen plastisches Verformen siehe Tafel 24.

Tafel 24. Sicherheitsbeiwerte S_F gegen plastisches Verformen zylindrischer Wandungen unter äußerem Überdruck (nach AD-Merkblatt B 6)

Werkstoff	Sicherheit S_F gegen plastisches Verformen mit Abnahmezeugnis DIN 50 049	ohne
mit bekannter Streckgrenze	Sicherheit gegen Streckgrenze bzw. 100 000-h-Festigkeit	
Stahlbleche und Stahlrohre	1,6	2,0
Stahlguß	2,0	2,5
Nichteisenmetalle und deren Legierungen	vorerst vereinbaren in Verbindung mit AD-Merkblatt W 6	
ohne bekannte Streckgrenze	Sicherheit gegen Zugfestigkeit	
Grauguß	6,0	7,0
Reinaluminium, Kupfer, Gußbronze, Walzbronze	4,0	4,5

3. *Mindestdicke s der unter innerem oder äußerem Überdruck stehenden Wandungen kegelförmiger Schüsse* (Bild 68)

Infolge der Verjüngung der Schüsse tritt in der Rundnaht und im Krempenquerschnitt Biegebeanspruchung auf, im Längsschnitt wie in zylindrischen Schüssen Zugbeanspruchung. Die Berechnung muß daher unter Berücksichtigung beider Beanspruchungen erfolgen. Die sich daraus ergebende größere Wanddicke ist zu wählen.

Für die Berechnung der Wanddicke der kegelförmigen Schüsse nach der *Biegebeanspruchung im Querschnitt* gilt

$$s = s_0 + c_1 + c_2 = \frac{D_a\, p\, \beta}{400\, \frac{K}{S}\, v} + c_1 + c_2 \text{ [mm]}, \tag{33.1}$$

β Berechnungsbeiwert, der die Spannung in der Krempe berücksichtigt (Tafel 25),

S Sicherheitsbeiwert (Tafel 22). Bei äußerem Überdruck ist er um 25% höher einzusetzen, mit Ausnahme bei Grauguß und Gußbronze, weil schon ein geringes Fließen bei Überbeanspruchung zum Einbeulen führt,

v Wertigkeit der Schweißnaht zum Blech. Wenn

$$b \geqq \sqrt{\frac{D_a s}{\cos \psi}} \text{ [mm]} \tag{33.2}$$

beträgt, ist $v = 1$ zu setzen, anderenfalls entspr. der Wertigkeit der Rundnaht. Bei äußerem Überdruck ist stets $v = 1$.

c_1 [mm] Konstruktionszuschlag zur Wanddicke (siehe Angaben unter zylindrischen Schüssen). Bei äußerem Überdruck ist er jedoch um 2 mm größer zu wählen als bei innerem Überdruck.

Die Wanddicke s soll beiderseits der Krempe mindestens bis zu einem Abstand b nach Gleichung 33.2 (Bilder 68c und d) ohne Durchbrechungen aus-

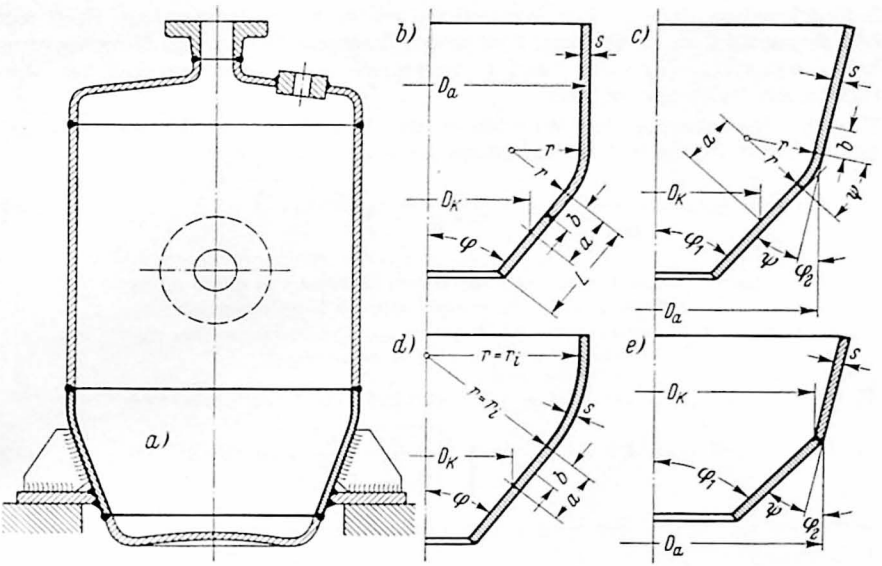


Bild 68. Kegelschüsse
a) in einem Druckbehälter, b) an gekrempten Schuß geschweißter Kegelschuß, c) Doppelkegelschuß, d) Kegelschuß mit Kugelkrempe, e) eckgeschweißter Kegelschuß

Tafel 25. Berechnungsbeiwerte β für Kegelschüsse (nach AD-Merkblatt B2)

r/D_a	$\psi°$					
	10	20	30	45	60	75
0,01	1,4	2,0	2,7	4,1	6,4	13,6
0,02	1,3	1,8	2,4	3,7	5,7	11,7
0,03	1,2	1,7	2,2	3,3	5,1	10,7
0,04	1,2	1,6	2,0	3,0	4,7	9,5
0,06	1,1	1,4	1,8	2,6	4,0	7,7
0,08	1,1	1,3	1,7	2,4	3,5	7,0
0,10	1,1	1,2	1,6	2,2	3,2	6,3
0,15	1,1	1,1	1,4	1,9	2,8	5,4
0,20	1,1	1,1	1,3	1,8	2,5	4,8
0,30	1,1	1,1	1,1	1,4	2,0	3,1
0,40	1,1	1,1	1,1	1,1	1,4	2,0
0,50	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1

geführt werden, da die Biegebeanspruchung noch über die Krempe hinaus wirksam ist.

Kegelförmige Schüsse dürfen untereinander (Bild 68e) oder mit einem zylindrischen Schuß mit Eckschweißung nur dann stumpf miteinander verbunden werden, wenn $\psi \leqq 30°$ und $s_0 \leqq 20$ mm ist. Die Naht muß von beiden

Seiten geschweißt sein. Die Wanddicke ist für beide Schüsse am Stoß mit Gleichung 33.1 zu berechnen. β ist unter Zugrundelegung des Neigungswinkels ψ mit $r/D_a = 0{,}01$ aus Tafel 25 zu entnehmen, v entsprechend der Wertigkeit der Naht einzusetzen.

Für die Berechnung der Wanddicke der kegelförmigen Schüsse und der Böden (Bild 68) nach der *Zugbeanspruchung im Längsschnitt* gilt:

$$s = s_0 + c_2 = \frac{D_K\, p}{200\,\frac{K}{S}\,v - p}\,\frac{1}{\cos\varphi} + c_2 \text{ [mm]}, \tag{34}$$

D_K [mm] lichter Durchmesser am weiten Ende oder in einem Abstand $a \leqq 10s \leqq L/2$ vom weiten Ende des Kegelschusses,

φ [°] Neigungswinkel des Schusses zur Behälterachse (für die Schüsse nach den Bildern 68c und d ist $\varphi = \varphi_1$ bzw. φ_2).

Für *flachkegelige Schüsse* mit $\varphi > 70°$ genügt eine Wanddicke von

$$s = s_0 + c_2 = 0{,}3\,(D_a - r)\sqrt{\frac{p}{100\,\frac{K}{S}\,v}}\,\frac{\varphi}{90} + c_2 \text{ [mm]}. \tag{35}$$

Wird ein flachkegeliger Schuß mit einem stärker geneigten Schuß durch Eckschweißung stumpf verbunden (Bild 68e), dann ist in Gleichung 35 der Krempenradius $r = 0$ zu setzen.

Bei äußerem Überdruck ist nachzuprüfen, ob der Schuß gegen Einbeulen sicher ist. Bei Kegelwinkeln $\varphi \leqq 45°$ kann der Kegel einem Zylinder gleichgesetzt werden, der den mittleren Durchmesser des Kegels und die gleiche axiale Länge hat.

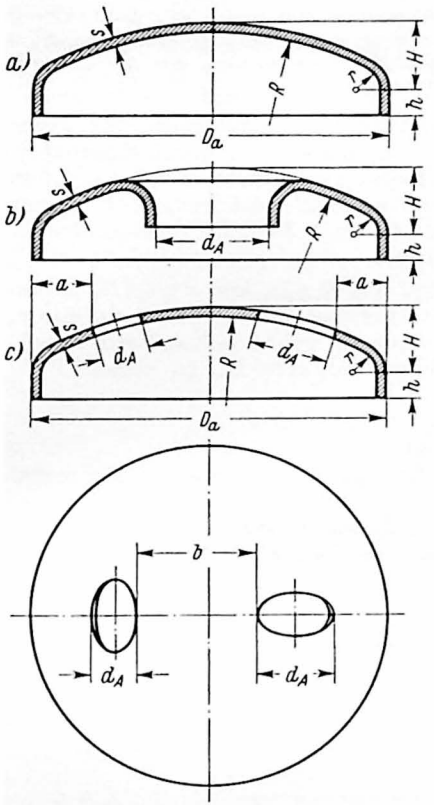
4. *Mindestdicke s der unter innerem oder äußerem Überdruck stehenden Wandungen gewölbter Böden* (Bild 69)

nach der *Beanspruchung in der Krempe*:

$$s = s_0 + c_1 + c_2 + c_3 = \frac{D_a\, p\, \beta}{400\,\frac{K}{S}\,v} + c_1 + c_2 + c_3 \text{ [mm]}, \tag{36}$$

Tafel 26. Berechnungsbeiwerte β und β' für gewölbte Böden (nach AD-Merkblatt B 3)

Bodenform	H/D_a	β bei Verhältnis $d_A/\sqrt{D_a s}$ 0	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	β'
Klöpperboden $R = D_a$	0,2	2,9	2,9	2,9	3,7	4,6	5,5	6,5	7,5	8,5	2,4
Tiefgewölbter Boden $R = 0{,}8\,D_a$	0,25	2,0	2,0	2,3	3,2	4,1	5,0	5,9	6,8	7,7	1,8
Halbkugelboden $R = 0{,}5\,D_i$	0,5	1,1	1,2	1,6	2,2	3,0	3,7	4,3	4,9	5,4	1,1



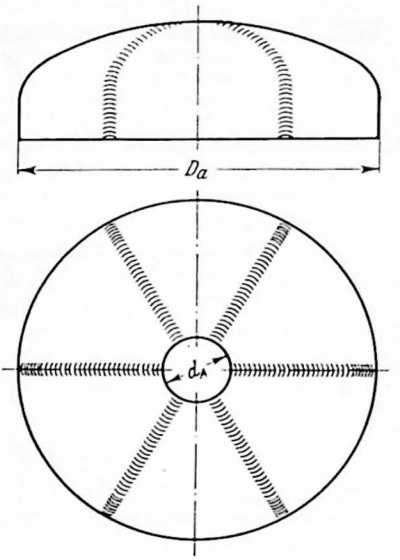


Bild 70. Gewölbter, aus mehreren Teilen geschweißter Boden

Bild 69. Gewölbte Böden
a) Vollboden, b) eingehalster Mannlochboden, c) Boden mit Ausschnitten

nach der *Beanspruchung in der Kugelkalotte* (in der Wölbung):

$$s = s_0 + c_1 + c_2 + c_3 = \frac{D_a\, p\, \beta'}{400\, \frac{K}{S}\, v} + c_1 + c_2 + c_3 \text{ [mm]}, \qquad (37)$$

β Berechnungsbeiwert (Tafel 26). Die Werte für Vollböden ($d_A = 0$) gelten auch für Böden mit Ausschnitten, wenn $d_A \leqq 4s$ oder der Ausschnittsrand ausreichend verstärkt ist. Die Mindeststegbreite b zwischen zwei benachbarten, unverstärkten Ausschnitten muß mindestens gleich der Summe der halben Ausschnittsdurchmesser d_A sein, gemessen auf der Verbindungslinie der Ausschnittsmittelpunkte. Ist b kleiner, dann muß so gerechnet werden, als sei kein Steg vorhanden,

c_3 [mm] Zuschlag zur Wanddicke bei äußerem Überdruck, wenn $D_a > 50$ mm, und zwar $c_3 = 2 - 100/D_a$.

S Sicherheitsbeiwert nach Tafel 22. Bei äußerem Überdruck ist er um 20% höher einzusetzen, mit Ausnahme bei Grauguß und Gußbronze,

v Wertigkeit. Bei nichtgeschweißten Böden (Bild 69) ist $v = 1$; bei geschweißten Böden (Bild 70) ist v die Wertigkeit der Schweißnaht. Bei

durch Rohrreihen (Lochreihen) geschwächten Böden ist in die Gleichung 37 der Verschwächungswert v nach Gleichung 30.1 einzusetzen. Sind derartige Böden außerdem geschweißt, so ist nach den Angaben auf den Seiten 70 und 71 zu verfahren.

Bei Vollböden und Böden mit Ausschnitten ist die Berechnung von s nur mit Gleichung 36 durchzuführen. Wird die Bodenwölbung durch Rohrreihen (das sind mehr als zwei Rohre in einer Reihe) geschwächt, so ist außerdem mit der Gleichung 37 zu rechnen; der v-Wert nach Gleichung 30.1 ist nur in diese Gleichung einzusetzen (nicht in Gleichung 36!). Die größere der errechneten Wanddicken ist dann maßgebend.

Die gewölbten Böden werden in der Regel mit $R \leqq D_a$ und $r \geqq 0{,}1 D_a$ ausgeführt; es muß $s/D_a \geqq 0{,}003$ sein. Klöpperböden sind mit $h \geqq 3{,}5s$ auszuführen. Für Böden mit $H/D_a > 0{,}2$ kann die Höhe h des zylindrischen Bords so abnehmen, daß sie bei $H/D_a = 0{,}5$ den Wert Null erreicht. In keinem Falle braucht $h > 150$ mm zu sein.

Bei einem Druck

$$p_K = 36{,}6\, E_t \left(\frac{s - c_1 - c_2}{R}\right)^2 \text{ [atü]} \tag{38}$$

würde sich der Boden elastisch einbeulen. Deshalb muß der höchstzulässige Betriebsüberdruck $p \leqq p_K/3$ sein. E_t ist der Elastizitätsmodul des Werkstoffs bei der Berechnungstemperatur (Tafel 27).

Tafel 27. Elastizitätsmodul E_t in kp/mm² der Stähle (aus DIN 17155)

E_t bei °C				
20	300	400	500	600
21000	18500	17500	16500	15500

5. *Mindestdicke s der unter innerem oder äußerem Überdruck stehenden Wandungen ebener Böden und Platten*

Mindestwanddicke ebener, gekrempter Vollböden (Bild 71):

$$s = C\,(D_i - r)\sqrt{\frac{p}{100\,\frac{K}{S}}} + c \text{ [mm]}, \tag{39}$$

C Beiwert zur Berücksichtigung der Belastungsverhältnisse
= 0,35 für Land- und Binnenschiffskessel sowie Druckbehälter,
= 0,37 für Seeschiffskessel,

r [mm] Krempenhalbmesser $\geqq$ 25 mm bei $D_a \leqq 400$ mm,
$\geqq$ 30 mm bei $D_a > 400 \cdots 600$ mm,
$\geqq$ 35 mm bei $D_a > 600 \cdots 2400$ mm,
$\geqq$ 40 mm bei $D_a > 2400$ mm,
in keinem Falle jedoch $< 2s$,

c [mm] Wanddickenzuschlag = 1 mm bei Seeschiffskesseln, sonst = 0.

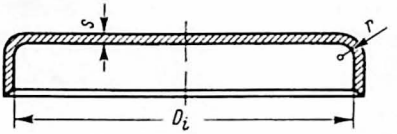


Bild 71. Ebener gekrempter Vollboden

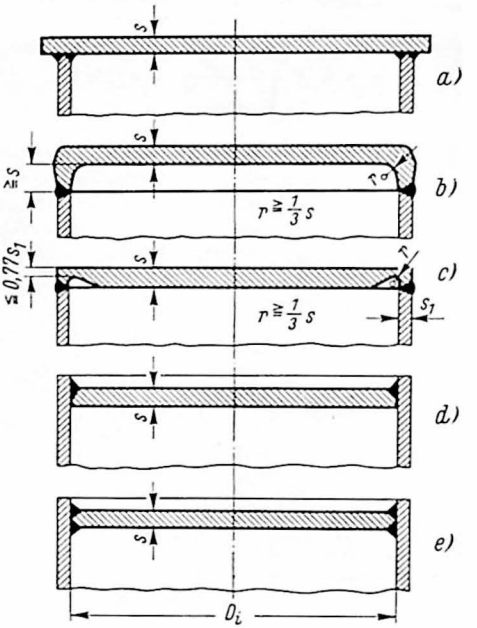


Bild 72. Ebene verschweißte Platten
a) am Umfang verschweißte Platte,
b) eingeschweißte Platte ohne Entlastungsnut,
c) eingeschweißte Platte mit Entlastungsnut,
d) einseitig eingeschweißte Platte,
e) zweiseitig eingeschweißte Platte

Mindestwanddicke ebener, verschweißter Platten (Bild 72):

$$s = C\, D_i \sqrt{\frac{p}{100\,\frac{K}{S}}} + c \text{ [mm]}, \tag{40}$$

C Beiwert zur Berücksichtigung der Beanspruchungsverhältnisse
= 0,35 für Böden ohne Entlastungsnut (Bild 72b) und zweiseitig eingeschweißte Platten (Bild 72e),
= 0,40 für Böden mit Entlastungsnut (Bild 72c) und am Umfang verschweißte Platten (Bild 72a),
= 0,45 für einseitig eingeschweißte Platten (Bild 72d).

Mindestwanddicke s ebener Böden und Platten, die durch Anker oder Stehbolzen nach Bild 73 versteift sind, und zwar

bei gleichmäßig verteilter Verankerung (Bild 74):

$$s = C \sqrt{\frac{p(a^2 + b^2)}{100\,\frac{K}{S}}} + c \text{ [mm]}, \tag{41}$$

C Beiwert nach Ankerart = 0,34 bei Ankern nach den Bildern 73a und b,
= 0,37 bei Stehbolzen nach den Bildern 73c und d,
= 0,42 bei Ankerrohren nach Bild 73e,

bei sonstigen Versteifungen (Bilder 75···77):

$$s = C\,d\sqrt{\frac{p}{100\,\frac{K}{S}}} + c \text{ [mm]}, \tag{42}$$

C Beiwert nach Versteifungsart
= 0,25 für Böden mit mittigem Versteifungsrohr nach Bild 75,
= 0,35 für Böden mit versteifenden Flammrohren, Blechankern oder Rohrfeldern nach den Bildern 76 und 77a (bei Seeschiffskesseln ist C = 0,42),
= 0,45 für Böden mit Rund- oder Rohrankern außerhalb von Rohrfeldern nach Bild 77b.

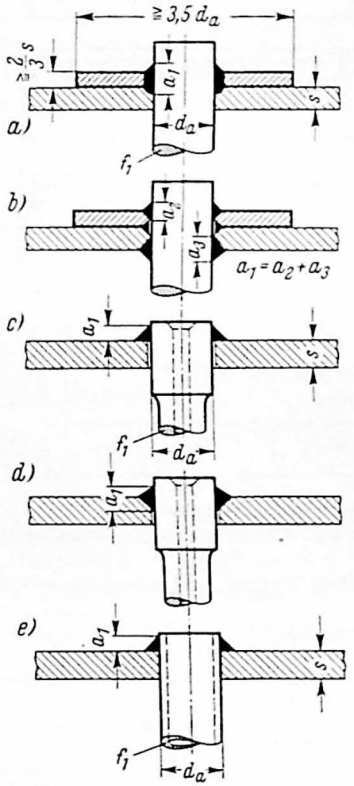


Bild 73. Geschweißte Verankerungen
a) Anker mit aufgeschweißter Platte (eine breite Naht), b) Anker mit aufgeschweißter Platte (drei Nähte), c) Stehbolzen mit Kehlnaht, d) Stehbolzen mit versenkter Kehlnaht, e) Ankerrohr mit Kehlnaht

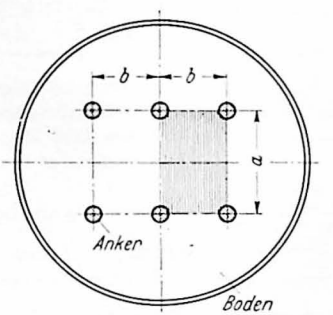


Bild 74. Gleichmäßig verteilte Verankerung

Die Berechnung ist auf die Biegebeanspruchung ebener, eingespannt gedachter Platten aufgebaut, die in den Bildern 74···77 durch senkrechte Schraffur hervorgehoben sind. Die Bleckdicke s muß nach der jeweils größten „Platte" (maßgebend größtes d) gewählt werden.

Einen eingeschweißten *Queranker* zeigt Bild 78, einen eingeschweißten *Deckenstehbolzen* Bild 79.

6. *Mindestquerschnitt* f_1 *von Rohren und Ankern und Mindestschweißnahtbreiten* a_1 (Bild 73)

Ein Rohr oder ein Anker hat die in seiner Umgebung auf die Bodenfläche F (Bild 80) entfallende Kraft P aufzunehmen, durch die eine Zugbeanspruchung in Längsrichtung erfolgt. Es ist

$$P = \frac{F\,p}{100}\ [\mathrm{kp}], \tag{43}$$

F [mm²] belastete Fläche

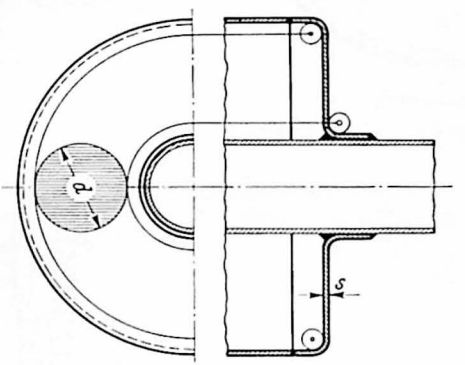


Bild 75. Ebener Boden mit mittig angeordnetem Verstärkungsrohr

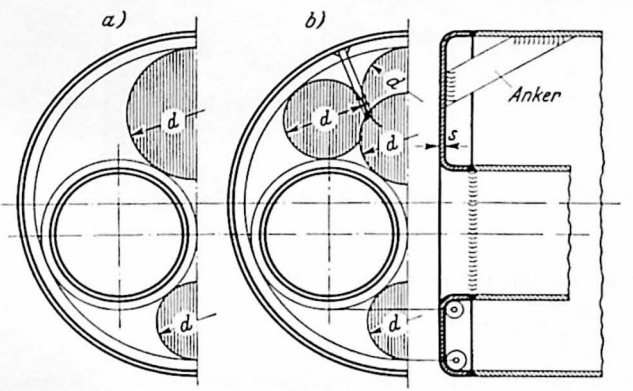


Bild 76. Versteifte ebene Böden
a) durch Flammrohre, b) durch Flammrohre und Blechanker

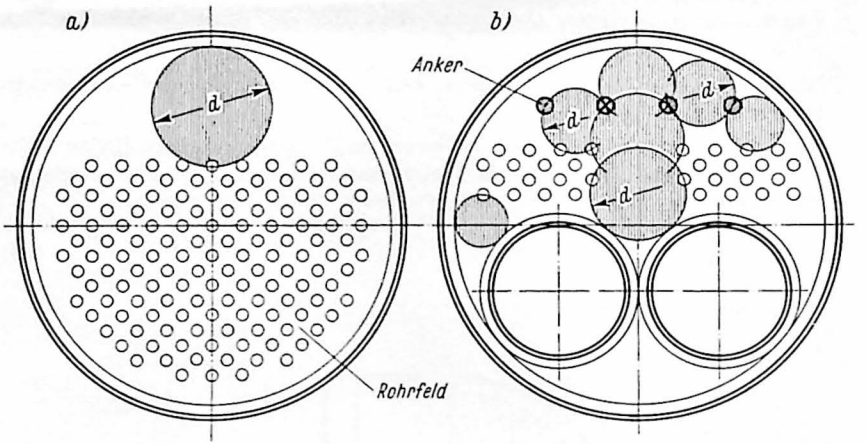


Bild 77. Versteifte ebene Böden
a) durch Rohrfeld, b) durch Flammrohre, Rohrfeld und Anker

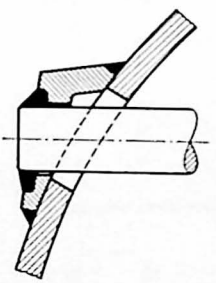


Bild 78. Eingeschweißter Queranker

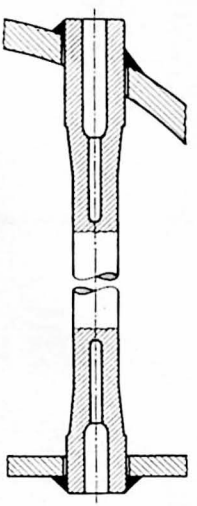


Bild 79. Eingeschweißter Deckenstehbolzen

Demzufolge ist der Querschnitt der Rohre oder Anker zu bestimmen aus

$$f_1 = \frac{P}{K/S} \text{ [mm}^2\text{]}. \tag{44}$$

Unabhängig davon sind die Wanddicken der Rohre ähnlich wie die zylindrischen Schüsse noch nach der tangentialen Zugbeanspruchung durch den inneren oder äußeren Überdruck zu berechnen (siehe Punkt 7).

Die Schweißnähte (Bild 73) müssen in der Lage sein, die gesamte vom Rohr oder Anker in Längsrichtung zu tragende Kraft aufzunehmen. Der Abscherquerschnitt soll mindestens das 1,25-fache des rechnerisch (Gleichung 44) erforderlichen Anker- oder Rohrquerschnitts haben:

$$a_1 \geqq 1{,}25 \frac{f_1}{d_a \pi} \text{ [mm]}. \tag{45}$$

7. *Mindestwanddicke s von Rohren unter innerem oder äußerem Überdruck mit* $d_a \leqq 200$ mm *und* $d_a/d_i \leqq 1{,}7$

bei einer Berechnungstemperatur $t \leqq 120°$ C:

$$s = s_0 + c_1 + c_2 = \frac{d_a\, p}{200 \frac{K}{S} v} + c_1 + c_2 \text{ [mm]}, \tag{46.1}$$

bei einer Berechnungstemperatur $t > 120°$ C:

$$s = s_0 + c_1 + c_2 = \frac{d_a\, p}{200 \frac{K}{S} v + p} + c_1 + c_2 \text{ [mm]}, \tag{46.2}$$

d_a [mm] äußerer Rohrdurchmesser,
c_1 [mm] Zuschlag zur Berücksichtigung von Wanddickenabweichungen (Tafel 28),
c_2 [mm] Korrosionszuschlag zur Wanddicke, der erforderlichenfalls mit dem Betreiber zu vereinbaren ist.

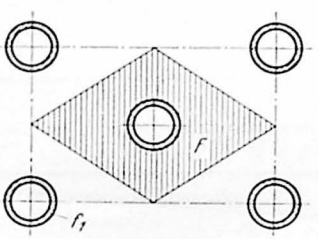


Bild 80. Belastete Fläche F, die auf ein Rohr oder einen Anker entfällt

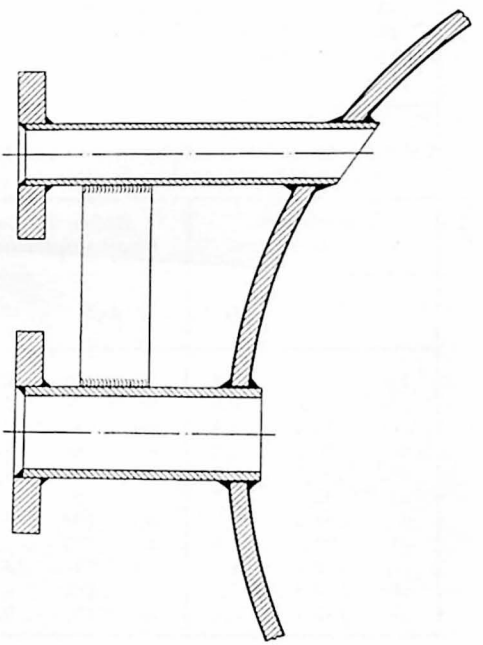


Bild 81. Unverstärkte Ausschnitte für Stutzen

Die zulässigen Mindestwanddicken s sind in Tafel 29 angegeben. Werden diese bei äußerem Überdruck unterschritten, dann müssen die Rohre wie die zylindrischen Schüsse gegen elastisches und plastisches Einbeulen rechnerisch kontrolliert werden.

8. *Ausschnitte in zylindrischen und kegeligen Wandungen unter Innendruck*

Durch Ausschnitte für Stutzen, Hand-, Mann- oder Schlammlöcher (Bilder 81 ··· 85) geschwächte Mäntel werden randverstärkt. Auf Verstärkungen darf nur an kleinen Ausschnitten verzichtet werden oder wenn ein entsprechender Überschuß an Blechdicke vorhanden ist. Man unterscheidet

Tafel 28. Zuschläge c_1 zur Wanddicke von Rohren (nach AD-Merkblatt B 11)

Nahtlose Rohre		schmelzgeschweißte Rohre			
			aus		
zul. Dickenunterschreitung [%]	c_1 [mm]	Blech- bzw. Banddicke s [mm]	Blechen c_1 [mm]	Bändern warmgewalzt c_1 [mm]	Bändern kaltgewalzt c_1 [mm]
8	0,085 s_0	3 ··· 3,5	0,25 ··· 0,4	0,15 ··· 0,3	0,08 ··· 0,21
10	0,11 s_0	4 ··· 4,75	0,3 ··· 0,5	0,15 ··· 0,3	0,11 ··· 0,23
12	0,14 s_0	5 ··· 7	0,3	0,15 ··· 0,3	0,12 ··· 0,25
13	0,15 s_0	7 ··· 10	0,3	0,15 ··· 0,3	
15	0,18 s_0	10 ··· 30	0,5		
18	0,22 s_0	30 ··· 35	0,6		
		35 ··· 40	0,7		

Tafel 29. Mindestwanddicke in mm von Rohren (nach Dampfkessel-Bestimmungen und AD-Merkblatt B 11)

Kessel- und Überhitzerrohre			Rohre von Druckbehältern			Rauch- und Ankerrohre von Schiffskesseln				
d_a		min$s$	d_a		min$s$		mins in mm			
						d_a	3	3,5	4	4,5
bis	17,2	1,8	bis	28	2,0		Höchstzulässiger Betriebsdruck in atü			
über	17,2	2,0	über	28	2,5					
ab	26,9	2,3	ab	57	2,75	51,0	11,0	18,5		
ab	30,0	2,6	ab	60	3,0	57,0	10,0	16,5		
ab	57,0	2,9	ab	83	3,25	63,5	9,0	15,0	21,0	
ab	82,5	3,2	ab	95	3,5	70,0	8,0	13,5	19,0	
ab	101,6	3,6	ab	108	3,75	76,0	7,5	12,5	17,5	22,5
ab	133,0	4,0	ab	121	4,0	83,0		11,5	16,0	21,0
ab	152,4	4,5	ab	146	4,25	89,0		10,5	15,0	19,0
ab	177,8	5,0	ab	159	4,5					
ab	193,7	5,4	ab	191	5,25					

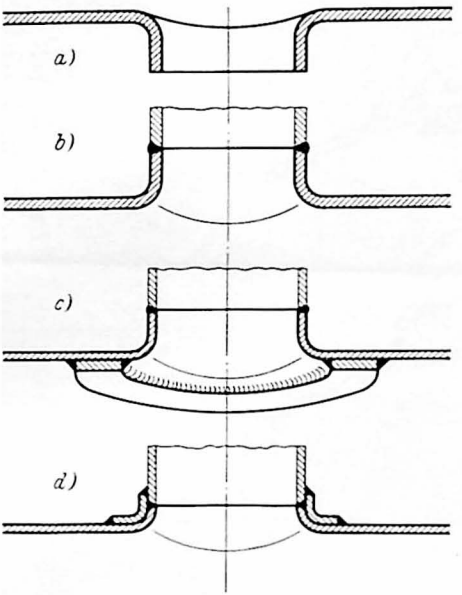


Bild 82. Unverstärkte und verstärkte Halsungen

a) Einhalsung,
b) Aushalsung,
c) scheibenförmig verstärkte Aushalsung,
d) rohrförmig verstärkte Aushalsung

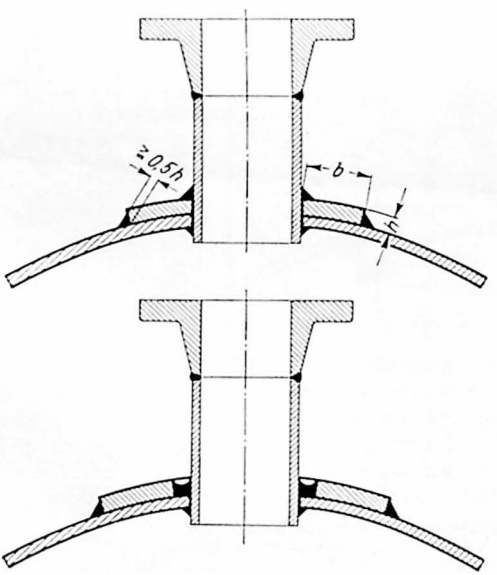


Bild 83. Scheibenförmig verstärkte Ausschnitte für Stutzen

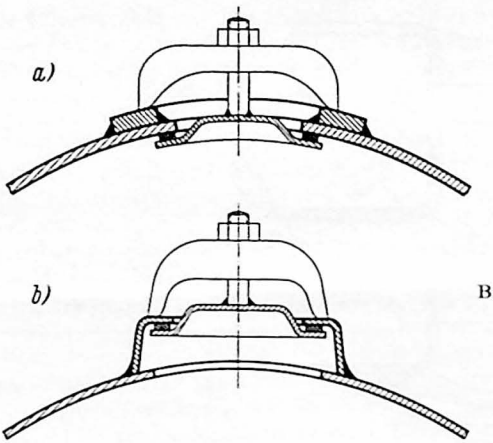
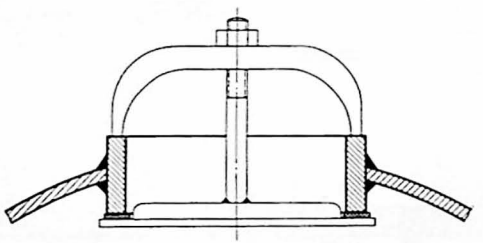


Bild 84. Randverstärkte Handlöcher
a) mit Scheibenverstärkung, b) mit Rohrverstärkung



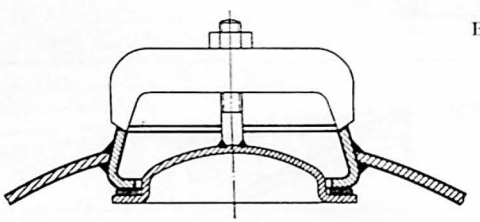


Bild 85. Rohrförmig verstärkte Mannlöcher

zwischen unverstärkten Ausschnitten (Bilder 81, 82a und b), scheibenförmig verstärkten Ausschnitten (Bilder 82c, 83 und 84a) und rohrförmig verstärkten Ausschnitten (Bilder 82d, 84b und 85). Aushalsungen (Bild 82) verringern Kerbwirkungen, da der Kraftfluß nicht in der Naht umgelenkt wird. Die Ausschnitte sind möglichst in einem Abstand $3s$, jedoch mindestens 50 mm von den Mantelnähten anzuordnen.

Die Breite der scheibenförmigen Verstärkung (Bild 83) soll

$$b = \sqrt{D_a\,(s_A - c)}\ \text{[mm]} \qquad (47.1)$$

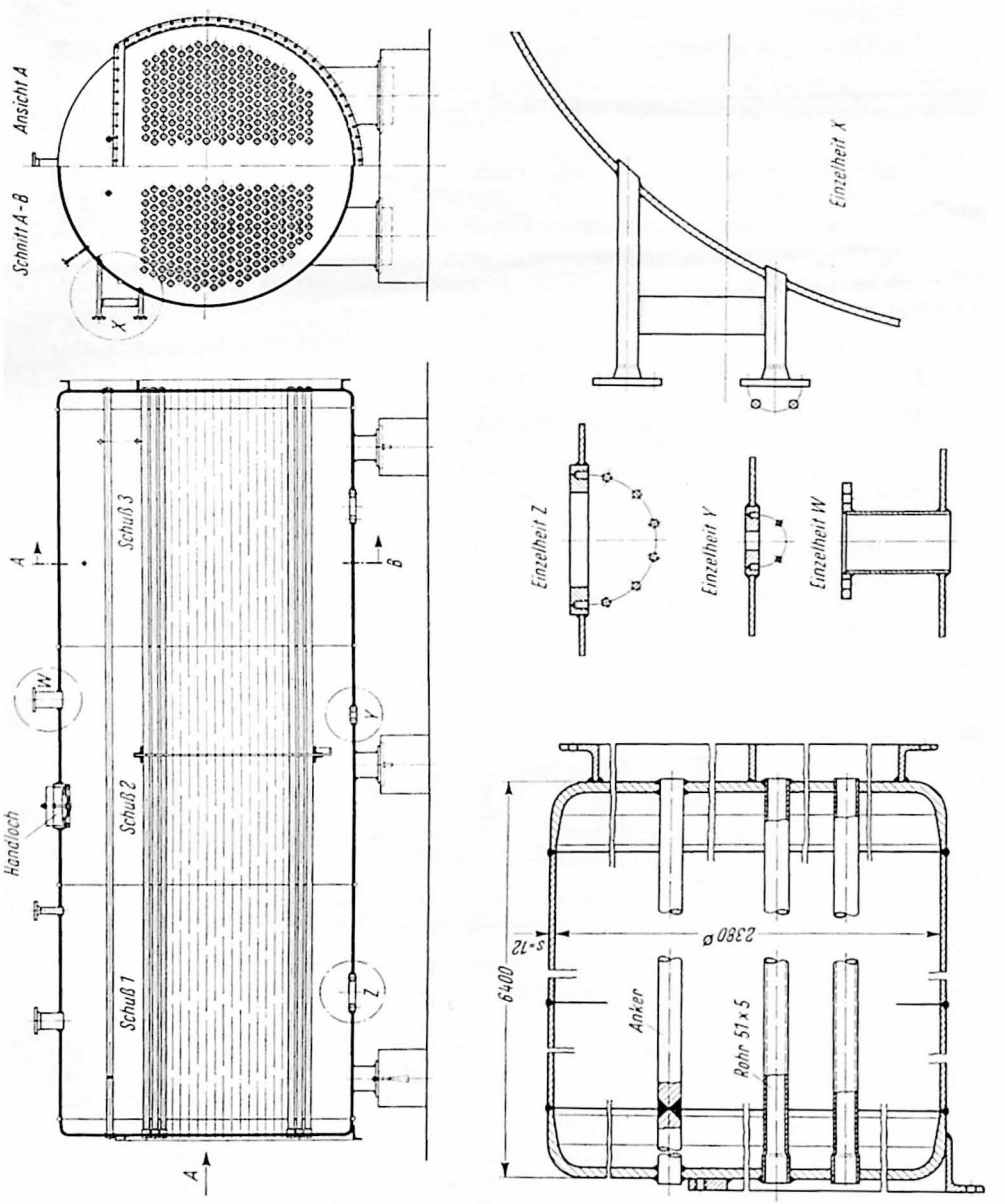


Bild 86. Geschweißter Abhitze-Dampfkessel für 7 atü Genehmigungsdruck
(*Pintsch Bamag AG*)

betragen, und ihre Dicke

$$h = s_A - s \text{ [mm]}, \tag{47.2}$$

s_A [mm] erforderliche Wanddicke, wenn der Ausschnitt nicht verstärkt wäre,
s [mm] ausgeführte Wanddicke des Mantels am Ausschnitt,
c [mm] vorgeschriebener Gesamtzuschlag zur Wanddicke $= c_1 + c_2$.

Wird b unterschritten, so ist h nach den Angaben im AD-Merkblatt B9 entsprechend zu erhöhen. Über die Berechnung anderer Verstärkungen gibt das genannte Merkblatt ebenfalls Auskunft.

In Bild 86 ist ein Abhitzekessel mit Einzelheiten gezeigt, der aus drei Schüssen und zwei ebenen Böden besteht, ein Röhrensystem enthält, mit einem Handloch und einer Reihe von Rohranschlußstutzen versehen ist.

2.1.4 Schweißverbindungen im Stahlbau

Im Hoch-, Kran- und Brückenbau werden Formstähle, Flachstäbe, Rohre und Bleche zu *Tragwerken* in Fachwerk- oder Vollwandkonstruktion verbunden. Bild 87 zeigt einen *Fachwerkträger*. Seine äußeren Stäbe heißen *Gurtungen* (Obergurtstäbe O, Untergurtstäbe U). Diese werden durch *Füllungsstäbe* (Vertikalstäbe V, Diagonalstäbe D) versteift. Es laufen jeweils mehrere Stäbe in einem *Knotenpunkt* zusammen. *Vollwandträger* werden als *Stegblechträger* (Bild 88) oder *Kastenträger* (Bild 89) ausgebildet. Damit sie nicht ausbeulen, sind in bestimmten Abständen Aussteifungen eingeschweißt, die man beim Kastenträger *Querschotte* nennt.

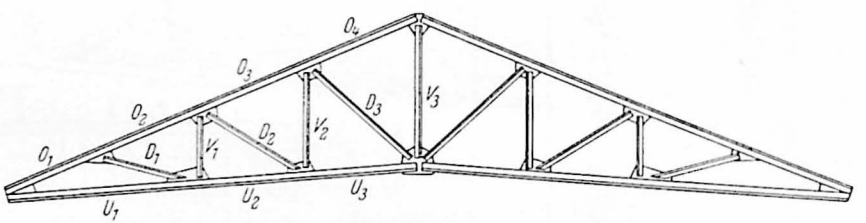


Bild 87. Ebenes Fachwerk (Dachbinder)

Vorherrschend ist die Lichtbogen-Schmelzschweißung; für dünnere Bleche kommt auch das Gas-Schmelzschweißen in Betracht. Seltener wird widerstandsgeschweißt.

Maßgebend für die bauliche Durchbildung und für die Berechnung geschweißter stählerner Tragwerke sind DIN 4100 (Geschweißte Stahlhochbauten), DIN 120 (Berechnungsgrundlagen für Stahlbauteile von Kranen und Kranbahnen) und DIN 4101 (Vorschriften für geschweißte, vollwandige, stählerne Straßenbrücken). Diese schreiben u.a. vor:

1. Als Werkstoff dürfen nur Stähle mit gewährleisteter Eignung zum Schmelzschweißen, und zwar St 37, St 37-2, St 37-3 und St 52-3 verwendet werden.

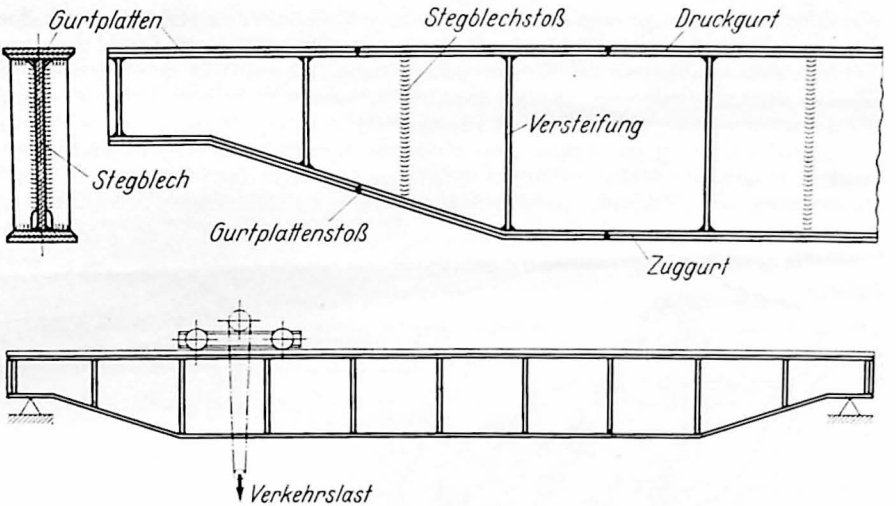


Bild 88. Stegblechträger

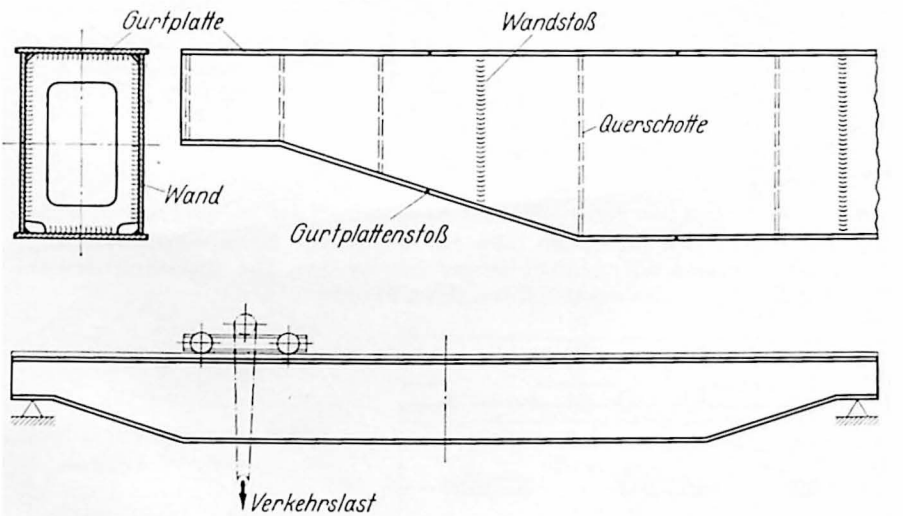


Bild 89. Kastenträger

2. Gurtplatten aus St 37 sollen im allgemeinen nicht dicker als 70 mm, und aus St 52 nicht dicker als 50 mm sein.
3. Die geschweißten Bauteile sollen so durchgebildet sein, daß ein möglichst ungestörter Kraftlinienfluß erreicht wird. Ungünstige Quer-

schnittsübergänge und größere Schlitze oder Löcher in rundum ein- oder anzuschweißenden Blechen sind zu vermeiden. Die Schwerlinie des Schweißanschlusses in Richtung der Stabachse soll mit der Schwerlinie des anzuschließenden Stabes möglichst zusammenfallen (Bild 90). Das ist anzustreben, um nicht zusätzliche Biegebeanspruchungen der Schweißnähte auftreten zu lassen. Die Stabkraft greift im Querschnittsschwerpunkt an. Die Nähte stellt man sich als Auflager eines Trägers auf zwei Stützen vor (Bild 90), die die Stabkraft P zu tragen haben. Demzufolge soll sein:

$$l_1 e_1 = l_2 e_2. \tag{48}$$

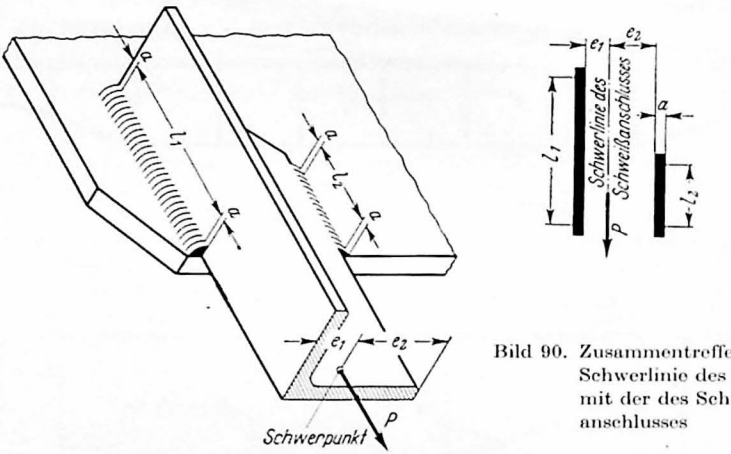


Bild 90. Zusammentreffen der Schwerlinie des Stabes mit der des Schweißanschlusses

4. Anhäufungen von Schweißnähten an einzelnen Stellen sind zu vermeiden.
5. An Bauwerken im Freien oder bei besonderer Korrosionsgefahr sollen unterbrochene Nähte nicht ausgeführt werden. Die Ausschnittsschweißung mit geschlossenen Nähten (Bild 91) ist gestattet.

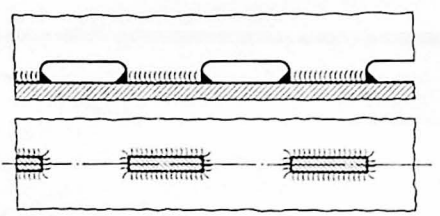


Bild 91. Ausschnittsschweißung (aus DIN 4100)

6. Im allgemeinen sollen Flankenkehlnähte gleichschenklig und nicht dicker ausgeführt werden, als die Berechnung erfordert, falls nicht schweißtechnische Gründe dagegen sprechen. Bei Stirnkehlnähten wird (wegen der sanfteren Umlenkung des Kraftflusses) ungleichschenklige Ausführung empfohlen (Bild 92).

7. Werden gegenüberliegende Schweißnähte angeordnet, so müssen die dazwischenliegenden Bleche mindestens 7 mm dick sein (Bild 93).
8. An durch Zug beanspruchten Bauteilen, die höher als mit $0{,}8 z u l \sigma$ beansprucht werden, sind Kehlnähte quer zur Kraftrichtung, wie sie z. B. auch beim Anschweißen von Aussteifungen an Zuggurten vorkommen können (siehe Bild 88), unzulässig.
9. Queraussteifungen zur Beulsicherung von Stegblechen und zur Stabilitätssicherung gedrückter Gurtungen sind am Druckgurt einzupassen oder zu verschweißen (siehe Bild 88).

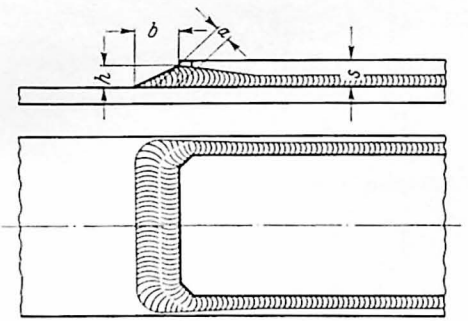


Bild 92. Übergang einer ungleichschenkligen Stirnkehlnaht zu einer gleichschenkligen Flankenkehlnaht (aus DIN 4100)

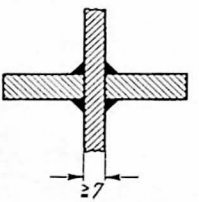


Bild 93. Gegenüberliegende Schweißnähte (aus DIN 4100)

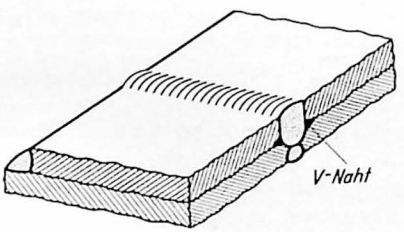


Bild 94. Stoß zweier verschweißter Gurtplatten

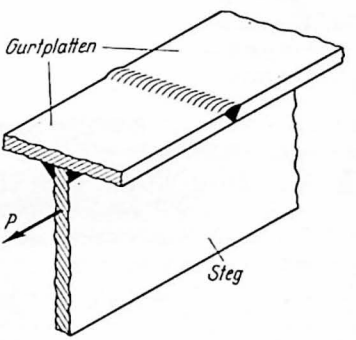


Bild 95. Senkrechte Lage des Gurtplattenstoßes zur Kraftrichtung

10. Zwei bereits miteinander verschweißte Gurtplatten sind gemeinsam zu stoßen, damit die Wurzel nachgeschweißt werden kann. Die beiden übereinanderliegenden Breitflachstähle sind jedoch vor dem Schweißen durch V-Nähte zu verschweißen. Diese Nähte müssen so dick ausgeführt werden, daß sie beim Schweißen des Stumpfstoßes nicht restlos ausgeschmolzen werden (Bild 94).

11. Gurtplattenstöße sollen rechtwinklig zur Kraftrichtung liegen (Bild 95).
12. Die Enden der zusätzlichen Gurtplatten sind unter Belassung der vollen Breite rechtwinklig abzuschneiden und an ihren Stirnflächen mit kräftigen ungleichschenkligen Kehlnähten $a \geqq 0{,}5s$ anzuschließen. Die scharfen Ecken sind an den Enden abzurunden oder schräg abzuschneiden, damit die Elektrode ohne Absetzen herumgeführt werden kann (Bild 92).
13. Wechselt bei Gurtplatten- oder Stegblechstößen die Dicke, so müssen die mehr als 10 mm vorstehenden Kanten im Verhältnis 1:1 oder flacher gebrochen werden, um einen besseren Übergang zur dickeren Platte zu erzielen (Bild 96).

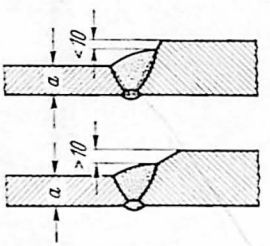


Bild 96. Stumpfstoß verschieden dicker Teile

14. Gurtplatten, die nur an ihren Rändern durch Nähte durchlaufend gehalten sind, dürfen nicht breiter als ihre 30-fache Dicke sein (siehe Bild 88).
15. Wegen der Gefahr des Anschneidens von Seigerungszonen bei unberuhigt vergossenen Stählen und wegen der durch den Walz- und Abkühlungsvorgang an dieser Stelle besonders ungünstigen Eigenspannungsverhältnisse ist das Ziehen von Kehlnähten an den Hohlkehlen von Walzstählen unzulässig (Bild 97). Ausgenommen hiervon sind Kopf- und Fußplatten (siehe Bild 56).
16. An Stellen, die mit mehr als 5% Dehnung oder Stauchung kaltverformt sind, darf nur geschweißt werden, wenn es sich um alterungsbeständige Baustähle handelt oder eine geeignete Wärmebehandlung vor dem Schweißen durchgeführt wird.
17. Kleinere Winkel als 50 × 50, geringere Blechdicken als 5 mm (Ausnahme Stahlhochbau 4 mm) sind allgemein unzulässig. Ausnahmen sind nur bei Kleinkrafthebezeugen und Teilen gestattet, die keine wesentlichen Kräfte zu übertragen haben (Geländer, Bordwinkel, Leitern, Schutzkästen u. dgl.).
18. Knotenbleche sind so zu bemessen, daß sie nirgends zu hoch beansprucht werden.

Die *Festigkeitsberechnung* der Schweißverbindungen wird so durchgeführt, als seien die Nähte gesonderte Teile. Die in ihnen auftretenden Nennspannungen werden mit zulässigen Spannungen (Tafel 30) verglichen. In Tafel 31 sind die zulässigen Spannungen für die Bauteile angegeben. Gemäß DIN 1050 und DIN 120 wird mit folgenden zwei Lastfällen gerechnet:

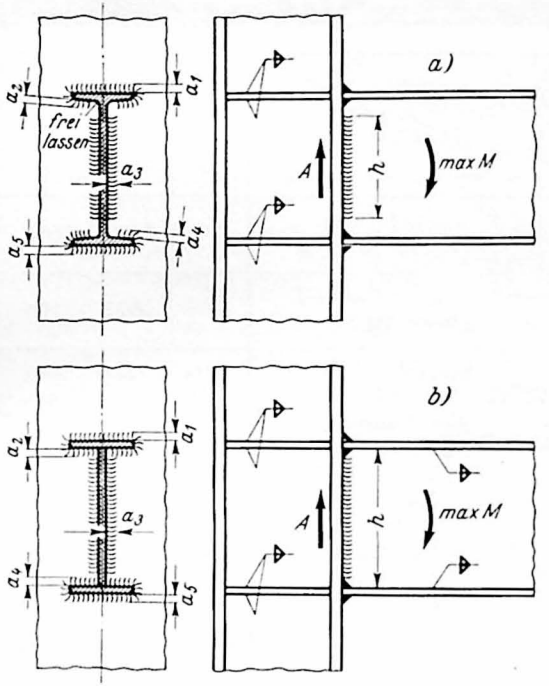


Bild 97. Anschluß von Trägern (aus DIN 4100)
a) eines gewalzten Trägers, b) eines geschweißten Trägers

Lastfall H

als *Summe der Hauptlasten*. Hauptlasten sind: die *ständige Last* als Summe der unveränderlichen Lasten (Eigengewicht, Auffüllungen, Fußbodenbeläge u. dgl.), die *Verkehrslast* als veränderliche, bewegliche Belastung des Bauteils (Personen, Einrichtungsgegenstände, Lagerstoffe, Schneelast u. dgl.) und *freie Massenkräfte von Maschinen*.

Lastfall HZ

als *Summe der Haupt- und Zusatzlasten*. Zusatzlasten sind: *Windlast, Bremskräfte, waagerechte Seitenkräfte* (z.B. von Kranen) und *Wärmewirkungen* (betriebliche oder atmosphärische).

Für die Bemessung der Bauteile und Schweißnähte ist jeweils der Lastfall maßgebend, der die größeren Querschnitte erfordert. Wird ein Bauteil, abgesehen von seinem Eigengewicht, nur durch Zusatzlasten beansprucht, so gilt die größte davon als Hauptlast. Für den Lastfall HZ liegen die zulässigen Spannungen höher als für den Lastfall H, weil das Zusammentreffen aller überhaupt möglichen Lasten in ungünstigster Zusammenstellung wenig wahrscheinlich ist. Lastannahmen siehe DIN 1055.

Um den Einfluß häufiger Wiederholungen der Lasten, ihre veränderliche Größe und ihre Stoßwirkung zu berücksichtigen, müssen die von den *Ver-*

Tafel 30. Zulässige Spannungen zulσ_{schw} und zulτ_{schw} in kp/cm² für geschweißte Verbindungen an Stahlbauten (nach DIN 4100)

Zeile	Nahtart	Art der Beanspruchung	Stahlsorte St 37 Lastfall H	St 37 Lastfall HZ	St 52 Lastfall H	St 52 Lastfall HZ
1	Stumpfnaht 100% durchstrahlt	Zug axial und Zug bei Biegung	1600	1600	2400	2400
2		Druck axial und Druck bei Biegung	1400	1600	2100	2400
3		Schub	900	1050	1350	1550
4	Stumpfnaht 50% durchstrahlt	Zug, Druck axial und bei Biegung	1400	1600	2100	2400
5		Schub	900	1050	1350	1550
6	Stumpfnaht nicht durchstrahlt	Zug axial und Zug bei Biegung	1100	1300	1700	1900
7		Druck axial und Druck bei Biegung	1400	1600	2100	2400
8		Schub	900	1050	1350	1550
9	Kehlnaht	Zug, Druck, Schub	900	1050	1350	1550
10	Kehlnaht am biegefesten Trägeranschluß	Hauptspannung	1100	1300	1700	1900
11		Schub	900	1050	1350	1550
12	Längsnähte (Kehl- und Stumpfnähte) z. B. Halsnähte, Stegblechlängsstoß, Verbindungsnähte zwischen Gurtplatten	Hauptspannung	1400	1600	2100	2400
13		Schub	900	1050	1350	1550
14	Stumpfnaht am Stegblech-Querstoß 50% durchstrahlt	Hauptspannung	1400	1600	2100	2400
15		Schub	900	1050	1350	1550

Tafel 31. Zulässige Spannungen in kp/cm² für Stahlbauteile

Zeile	Spannungsart	Werkstoff St 33 Lastfall H	St 33 Lastfall HZ	St 37 Lastfall H	St 37 Lastfall HZ	St 52 Lastfall H	St 52 Lastfall HZ
1	Druck und Biegedruck, wenn Nachweis auf Knicken und Kippen nach DIN 4114 erforderlich ist	1200	1400	1400	1600	2100	2400
2	Zug und Biegezug, Biegedruck, wenn Ausweichen der gedrückten Gurte nicht möglich ist[1])	1400	1600	1600	1800	2400	2700
		1200	1200	1400	1600	2100	2400
3	Schub[1])	900	1050	900	1050	1350	1550
		960	960	1120	1280	1680	1920

[1]) obere Tafelwerte für den Hochbau nach DIN 1050; untere Tafelwerte für den Kranbau nach DIN 120

kehrslasten hervorgerufenen Kräfte und Momente nach DIN 120 mit einer *Ausgleichszahl* ψ (in Hochbauten nach DIN 1050 mit einer Stoßzahl φ) vervielfacht werden, die sich nach der Krangruppe richtet. Bei fahrbaren Kranen und Kranteilen sind außerdem die aus der *ständigen Last* herrührenden Kräfte und Momente zur Berücksichtigung der durch die Fahrbewegung verursachten Stöße mit einer *Stoßzahl* φ zu vervielfachen.

Zur Berechnung der Schweißverbindungen führt DIN 4100 (teilweise DIN 1050) aus:

1. Nähte, die wegen erschwerter Zugänglichkeit nicht einwandfrei ausgeführt werden können, sind in der Festigkeitsberechnung als nicht tragend anzunehmen. Dasselbe gilt auch für Kehlnähte mit einem kleineren Kehlwinkel als 60° (Bild 98). Durchlaufende Nähte, die lediglich an der Verformung der Tragglieder teilnehmen und nicht zur Übertragung von Spanngrößen (Momente, Längs- und Querkräfte) dienen, sind rechnerisch wie der Grundwerkstoff zu behandeln.

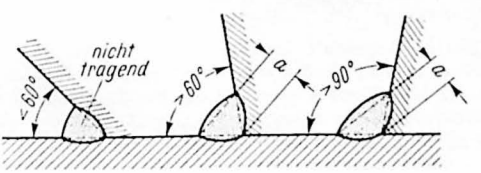


Bild 98. Nahtdicke verschiedener Kehlnähte

2. Gurtplatten gelten erst an der Stelle als voll tragend, wo ihr Querschnitt durch die Schweißnähte voll angeschlossen ist. Jede Gurtplatte ist mit mindestens einer Anschlußlänge gleich der halben Gurtplattenbreite über den rechnerischen Endpunkt hinauszuführen.
3. Die für die Berechnung maßgebende Länge l von Kehlnähten (ohne Endkrater) darf bei Flankenkehlnähten von Stabanschlüssen nicht kleiner als $15a$ und nicht größer als $60a$ angenommen werden (Bild 90).
4. In einem Anschluß oder Stoß dürfen Schweißnähte nicht mit anderen Verbindungsmitteln (z. B. Niete oder Schrauben) zur gemeinsamen Kraftübertragung angesetzt und in Rechnung gestellt werden.

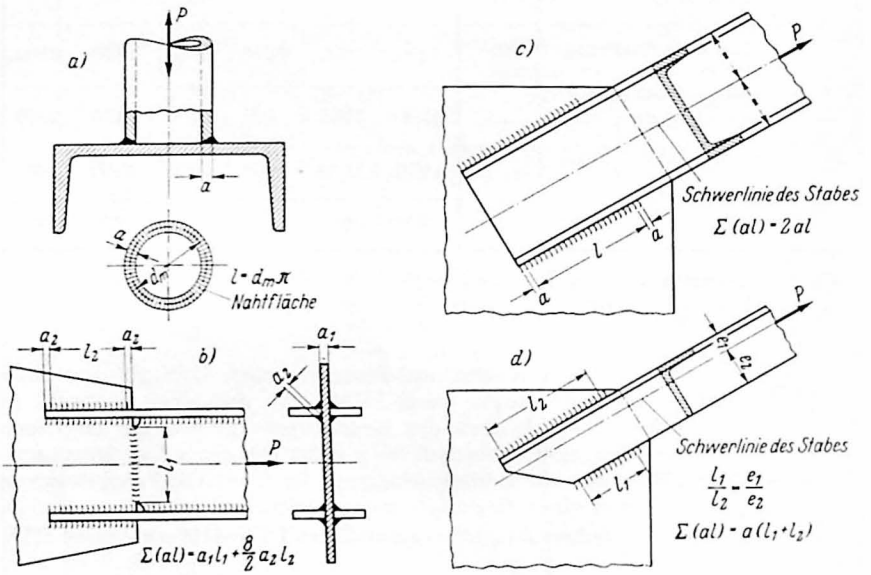


Bild 99. Auf Zug, Druck oder Schub beanspruchte Schweißanschlüsse
a) Anschluß mit zug- oder druckbeanspruchter Stumpfnaht, b) Anschluß mit zugbeanspruchter Stumpfnaht und schubbeanspruchten Flankenkehlnähten, c) [-Stabanschluß mit schubbeanspruchten Flankenkehlnähten, d) L-Stabanschluß mit schubbeanspruchten Flankenkehlnähten

5. Für *Stumpf-* und *Kehlnähte* sowie für Stöße von Baugliedern, die auf *Zug, Druck* oder *Schub* beansprucht werden (Bild 99), muß sein

$$\left.\begin{matrix}\sigma_{schw}\\ \tau_{schw}\end{matrix}\right\} = \frac{P}{\Sigma(a\,l)} \leqq \left\{\begin{matrix}zul\sigma_{schw}\\ zul\tau_{schw}\end{matrix}\right. \text{[kp/cm}^2\text{]}, \qquad (49)$$

P [kp] zu übertragende Kraft (Längskraft, Querkraft, Schubkraft),

l [cm] Länge der Schweißnähte ohne Endkrater; die Länge jedes Endkraters ist mindestens gleich der Nahtdicke a anzunehmen. Bei Stumpfnähten brauchen Endkrater nicht abgezogen zu werden, wenn dafür gesorgt wird, daß die Nähte auf ihrer ganzen Länge vollwertig sind.

a [cm] Nahtdicke; diese ist bei Kehlnähten gleich der Höhe des eingeschriebenen

gleichschenkligen Dreiecks (Bild 98), bei Stumpfnähten gleich der Dicke der zu verbindenden Teile, wobei im Stoß verschieden dicker Stähle die kleinere Dicke maßgebend ist (Bild 96).

zulσ_{schw} nach Tafel 30, Zeilen 1, 2, 4, 6, 7, 9; zulτ_{schw} nach Zeilen 3, 5, 8, 9.

Kehlnähte müssen mindestens $a = 3$ mm dick sein; im allgemeinen soll ihre Dicke $a = 0{,}7t_1$ nicht übersteigen, wobei t_1 die Dicke des dünnsten Teiles am Anschluß ist (Bild 100).

Bei Schweißverbindungen mit Stumpf- und Kehlnähten in einem Anschluß (Bild 99b) sind die auf Schub beanspruchten Flankenkehlnähte mit ihrem halben Querschnittswert dem Querschnitt der Stumpfnähte zuzurechnen. Die Kehlnähte dürfen nicht kürzer als $15a$ sein. Zulässig sind dann die Spannungen für Stumpfnähte.

Auf Zug oder Biegung beanspruchte Stumpfstöße in Formstählen sollen möglichst vermieden werden, wenn der Stoß an der gleichen Stelle über den ganzen Querschnitt geht (*Universalstoß*). Läßt sich ein solcher nicht vermeiden, dann ist der Steg an der Kehle nach Bild 101 auszunehmen und bei der Berechnung einer solchen Schweißverbindung der in Tafel 30 aufgeführte Wert von zulσ_{schw} (Zeilen 1, 2, 4, 6, 7) auf die Hälfte herabzusetzen.

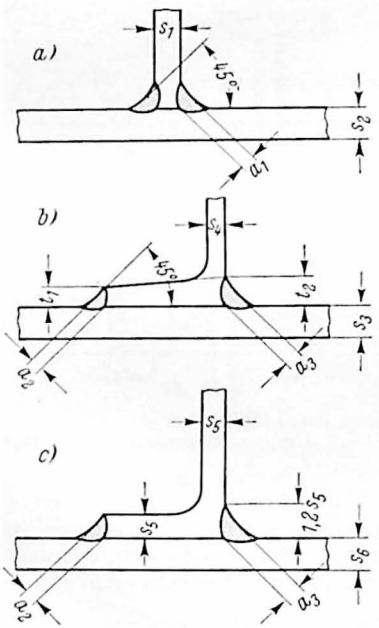


Bild 100. Anschlüsse mit Kehlnähten (aus DIN 4100)

a) bei $s_1 < s_2$ ist auszuführen $a_1 \leqq 0{,}7s_1$ (ausnahmsweise $a_1 = s_1$). b) bei $t_1 < s_3$ ist auszuführen $a_2 \leqq 0{,}7t_1$, bei $t_2 < s_3$ ist auszuführen $a_3 \leqq 0{,}7t_2$. c) bei $s_5 < s_6$ ist auszuführen $a_2 \leqq 0{,}7s_5$, bei $1{,}2s_5 < s_6$ ist auszuführen $a_3 \leqq 0{,}7 \cdot 1{,}2s_5$

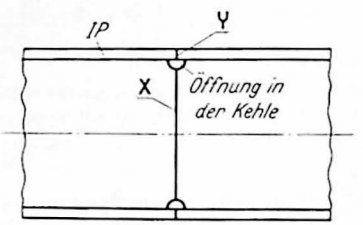


Bild 101. Universalstoß von Formstählen (aus DIN 4100)

Planmäßig ausmittig beanspruchte Zugstäbe sind im allgemeinen auf Längskraft und Biegung zu berechnen. Nicht berücksichtigt zu werden brauchen Ausmittigkeiten, die entstehen, wenn Schwerachsen von Gur-

ten gemittelt werden, die Anschlußebene eines Verbandes nicht in der Ebene der gemittelten Gurtschwerachse liegt oder die Schwerachsen der einzelnen Stäbe von Verbänden nicht erheblich außerhalb der Anschlußebene liegen.

Bei ausmittiger Zugkraft in einem Stab, der aus einem einzelnen Winkel besteht, darf der Nachweis der Biegespannung unterbleiben, wenn die Spannung aus der mittig gedachten Längskraft $0{,}8 \text{zul}\sigma$ nicht überschreitet.

6. Für eine durch ein *Biegemoment* M beanspruchte Schweißverbindung ist die *Normalspannung in der Schweißnaht* im Abstand c von der Nullinie (Bild 102):

$$\sigma_{schw} = \frac{M}{J} c \leqq \text{zul}\sigma_{schw} \text{ [kp/cm}^2\text{]} \tag{50.1}$$

und in der Randfaser

$$\sigma_{schw} = \frac{M}{W} \leqq \text{zul}\sigma_{schw} \text{ [kp/cm}^2\text{]}, \tag{50.2}$$

J [cm⁴] Trägheitsmoment des maßgebenden Querschnitts,

W [cm³] Widerstandsmoment des maßgebenden Querschnitts.

$\text{zul}\sigma_{schw}$ nach Tafel 30, Zeilen $1 \cdots 7$.

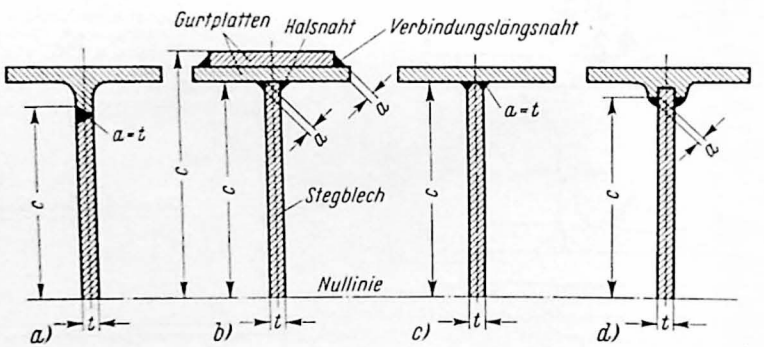


Bild 102. Querschnitte von geschweißten Biegeträgern (nach DIN 4100)
a) mit T-Gurt, b) mit Doppel-Gurtplatten, c) mit Einfach-Gurtplatte, d) mit Profil-Gurtplatte

7. *Bei Schweißverbindungen mit Kehlnähten*, wie sie beim biegefesten Anschluß eines Trägers nach den Bildern 97 und 103 auftreten, die außer für eine *Querkraft* A auch für ein *Moment* M zu berechnen sind, müssen die Bedingungen eingehalten werden:

$$\sigma_h = {}^1/_2 \left(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}\right) =$$

$$= {}^1/_2 \left[\frac{\max M}{W_{schw}} + \sqrt{\left(\frac{\max M}{W_{schw}}\right)^2 + 4\left(\frac{A}{\Sigma (a\,l)}\right)^2}\right] \leqq \text{zul}\sigma_{schw} \text{ [kp/cm}^2\text{]}, \tag{51.1}$$

$$\sigma_h = {}^1/_2\,(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2}) =$$

$$= {}^1/_2 \left[\frac{M}{W_{schw}} + \sqrt{\left(\frac{M}{W_{schw}}\right)^2 + 4\left(\frac{\max A}{\Sigma\,(a\,l)}\right)^2}\right] \leqq \text{zul}\sigma_{schw}\ [\text{kp/cm}^2], \quad (51.2)$$

A [kp] die dem größten Moment $\max M$ zugeordnete Querkraft,
M [kpcm] das der größten Querkraft $\max A$ zugeordnete Moment,
W_{schw} [cm³] Widerstandsmoment einer Fläche, die entsteht, wenn man die Dicken a der Anschlußnähte (Bild 97) nach Bild 103 in die Anschlußebene umklappt,
$\Sigma(a\,l)$ [cm²] Fläche derjenigen Anschlußnähte, die aufgrund ihrer Lage vorzugsweise imstande sind, Schubkräfte zu übertragen. Bei I-, [- und ähnlichen Querschnitten kommen hierfür nur die Stegnähte in Betracht (h in Bild 97).

$\text{zul}\sigma_{schw}$ nach Tafel 30, Zeilen 10 und 11.

Außerdem ist noch die nachstehende Bedingung zu erfüllen:

$$\tau_{schw} = \frac{\max A}{\Sigma\,(a\,l)} \leqq \text{zul}\tau_{schw}\ [\text{kp/cm}^2]. \quad (51.3)$$

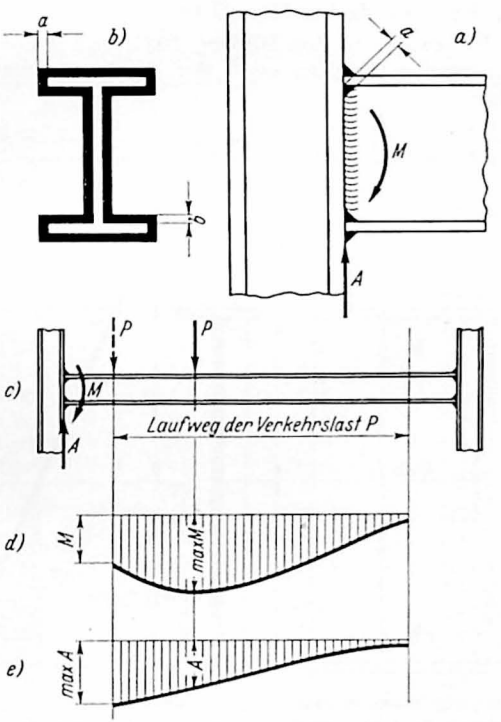


Bild 103. Biegefester Schweißanschluß mit Kehlnähten
a) Schweißstoß, b) Schweißnahtfläche zur Berechnung von W_{schw}, c) Belastungsschema, d) Verlauf des Biegemoments M am Schweißanschluß je nach Stellung der Verkehrslast P, e) Verlauf der Querkraft A je nach Stellung der Verkehrslast P

8. Bei *Schweißverbindungen mit Kehlnähten*, die außer für ein *Biegemoment* M auch für eine *Längskraft* N zu berechnen sind, muß die Bedingung eingehalten werden:

$$\sigma_{schw} = \frac{\max M}{W_{schw}} + \frac{N}{\Sigma\,(a\,l)} \leqq \text{zul}\sigma_{schw}\ [\text{kp/cm}^2]. \tag{52}$$

9. Bei *geschweißten Biegestäben* ist für die *Halsnähte* zur Verbindung von Gurt und Steg, für *Verbindungslängsnähte* zwischen Gurtplatten und für *Stegblechlängsstöße* der Nachweis der Hauptspannung wie folgt zu führen (Bild 102):

$$\sigma_h = {}^1/_2\,(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2}) = \tag{53.1}$$

$$= {}^1/_2\left[\frac{\max M\,c}{J} + \sqrt{\left(\frac{\max M\,c}{J}\right)^2 + 4\left(\frac{Q\,S}{J\,\Sigma a}\right)^2}\right] \leqq \text{zul}\sigma_{schw}\ [\text{kp/cm}^2],$$

Q [kp] die dem größten Moment $\max M$ zugehörige Querkraft,
S [cm³] das statische Moment der anzuschließenden Querschnittsfläche,
J [cm⁴] Querschnitts-Trägheitsmoment.

$\text{zul}\sigma_{schw}$ nach Tafel 30, Zeilen 12 und 13.

Wenn, wie z. B. bei den in den Bildern 102b und d dargestellten Fällen, $\Sigma a < t$ ist, so muß außerdem auch der Nachweis der Schubspannung geführt werden:

$$\tau_{schw} = \frac{\max Q\ S}{J\,\Sigma a} \leqq \text{zul}\tau_{schw}\ [\text{kp/cm}^2]. \tag{53.2}$$

$\text{zul}\tau_{schw}$ nach Tafel 30, Zeile 13.

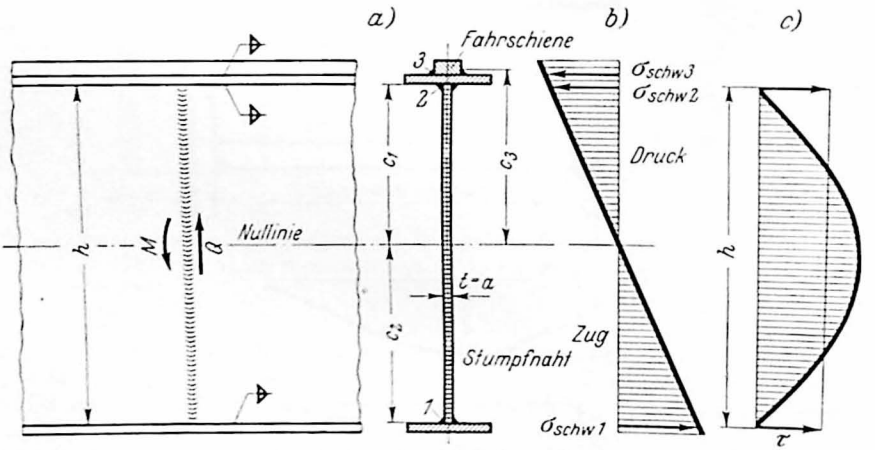


Bild 104. Spannungsverhältnisse in einem Stegblech-Stumpfstoß

a) Stegblechstoß, b) Normalspannungen (σ_{schw1} größte Normalzugspannung in der Stumpfnaht = Normalzugspannung in der Kehlnaht 1, σ_{schw2} größte Normaldruckspannung in der Stumpfnaht = Normaldruckspannung in der Kehlnaht 2, σ_{schw3} Normalspannung in der Kehlnaht 3), c) Schubspannungsverteilung im Stegblechquerschnitt und in der Stumpfnaht (τ mittlere, rechnerische Spannung)

10. In einem *Stegblechquerstoß* muß für die Hauptspannung die Bedingung erfüllt sein (Bild 104):

$$\sigma_h = {}^1/_2\,(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\,\tau^2}) =$$

$$= {}^1/_2 \left[\frac{\max M\ c}{J} + \sqrt{\left(\frac{\max M\ c}{J}\right)^2 + 4\left(\frac{Q}{t\,h}\right)^2}\right] \leqq \text{zul}\sigma_{\text{schw}}\ [\text{kp/cm}^2], \qquad (54.1)$$

$\max M$ [kpcm]	größtes Moment im Stoßquerschnitt,
Q [kp]	die dem größten Moment zugeordnete Querkraft,
h [cm]	Stegblechhöhe,
c [cm]	Abstand des äußeren Nahtrandes von der Nulllinie.

$\text{zul}\sigma_{\text{schw}}$ nach Tafel 30, Zeile 14.

Außerdem ist der Nachweis zu führen:

$$\tau_{\text{schw}} = \frac{\max Q}{t\,h} \leqq \text{zul}\tau_{\text{schw}}\ [\text{kp/cm}^2]. \qquad (54.2)$$

$\text{zul}\tau_{\text{schw}}$ nach Tafel 30, Zeile 15.

Tafel 32. Knickzahlen ω (Auszug aus DIN 4114)

λ	Werkstoff		λ	Werkstoff	
	St 33, St 37	St 52		St 33, St 37	St 52
20	1,04	1,06	140	3,31	4,96
25	1,06	1,08	145	3,55	5,33
30	1,08	1,11			
35	1,11	1,15	150	3,80	5,70
40	1,14	1,19	155	4,06	6,09
45	1,17	1,23	160	4,32	6,48
			165	4,60	6,90
50	1,21	1,28	170	4,88	7,32
55	1,25	1,35	175	5,17	7,76
60	1,30	1,41	180	5,47	8,21
65	1,35	1,49	185	5,78	8,67
70	1,41	1,58	190	6,10	9,14
75	1,48	1,68	195	6,42	9,63
80	1,55	1,79			
85	1,62	1,91	200	6,75	10,13
90	1,71	2,05	205	7,10	10,65
95	1,80	2,29	210	7,45	11,17
			215	7,81	11,71
100	1,90	2,53	220	8,17	12,26
105	2,00	2,79	225	8,55	12,82
110	2,11	3,06	230	8,93	13,40
115	2,23	3,35	235	9,33	13,99
120	2,43	3,65	240	9,73	14,59
125	2,64	3,96	245	10,14	15,20
130	2,85	4,28			
135	3,08	4,62	250	10,55	15,83

Druckstäbe unterliegen der Gefahr des Ausknickens. Für sie muß der Spannungsnachweis mit Hilfe des *Omega-Verfahrens* nach DIN 4114 erbracht werden. Für einteilige Druckstäbe mit gleichbleibendem Querschnitt gilt:

$$\sigma = \frac{P\,\omega}{F} \leqq \text{zul}\sigma \ [\text{kp/cm}^2], \tag{55.1}$$

P [kp] größte im Stab auftretende Druckkraft,
F [cm²] Stabquerschnitt,
ω Knickzahl aus Tafel 32. In dieser Tafel ist λ der Schlankheitsgrad des Stabes

$$\lambda = s_K/i \tag{55.2}$$

mit s_K [cm] als freie Knicklänge (in der Regel die Länge der entspr. Netzlinie des Tragwerkes) und i [cm] als kleinstem Trägheitshalbmesser des Stabquerschnitts

$$i = \sqrt{\frac{\min J}{F}} \ [\text{cm}], \tag{55.3}$$

worin $\min J$ das kleinste Trägheitsmoment des Querschnitts ist (siehe Tafeln der Formstähle DIN 1024 ··· 1029).

Für Stäbe mit $\lambda < 20$ ist keine Knickuntersuchung erforderlich.

Wechselt in einem Bauteilquerschnitt die von der ständigen Last und der Verkehrslast hervorgerufene Spannung bei verschiedenen Stellungen der Verkehrslast ihr Vorzeichen, so ist nach DIN 120 die gedachte Spannung σ_I nachzuweisen:
bei Fachwerkstäben

$$\sigma_I = \frac{\gamma\ \max P}{F} \leqq \text{zul}\sigma \ [\text{kp/cm}^2], \tag{56.1}$$

bei Trägern, die auf Biegung beansprucht werden

$$\sigma_I = \frac{\gamma\ \max M}{W} \leqq \text{zul}\sigma \ [\text{kp/cm}^2], \tag{56.2}$$

γ vom Verhältnis $\min P/\max P$ abhängiger Beiwert nach Tafel 33,
$\max P$, $\max M$ [kp, kpcm] zahlenmäßig größter Grenzwert aus ständiger Last und Verkehrslast,
$\min P$, $\min M$ [kp, kpcm] zahlenmäßig kleinster Grenzwert aus ständiger Last und Verkehrslast.

Bei der Berechnung von Schweißanschlüssen und -stößen, in denen die Spannungen ihr Vorzeichen wechseln, ist sinngemäß zu verfahren. Die gedachten Spannungen σ_I dürfen zusammen mit den etwaigen Spannungen aus Wärmewirkungen die für den Lastfall H festgesetzten Werte nicht überschreiten!

Außer den Spannungsnachweisen für die Schweißnähte und Bauteile sind auch *Stabilitäts-* und *Standsicherheitsnachweise* (Sicherheit gegen Kippen und Beulen) nach DIN 4114 zu erbringen. Auf diese wird hier nicht eingegangen.

Wegen ihres geringen Gewichts (Leichtbau) sind *Stahlrohrkonstruktionen* bedeutungsvoll. Die Kraft muß auf einen möglichst weiten Bereich des Rohr-

Tafel 33. Beiwerte γ zur Berücksichtigung der Wechselbeanspruchung (nach DIN 120)

$\frac{\min P}{\max P}$ oder $\frac{\min M}{\max M}$	St 33, St 37	St 52
1,0	1,30	1,944
0,9	1,27	1,850
0,8	1,24	1,755
0,7	1,21	1,661
0,6	1,18	1,566
0,5	1,15	1,472
0,4	1,12	1,378
0,3	1,09	1,283
0,2	1,06	1,189
0,1	1,03	1,094
0	1,00	1,000

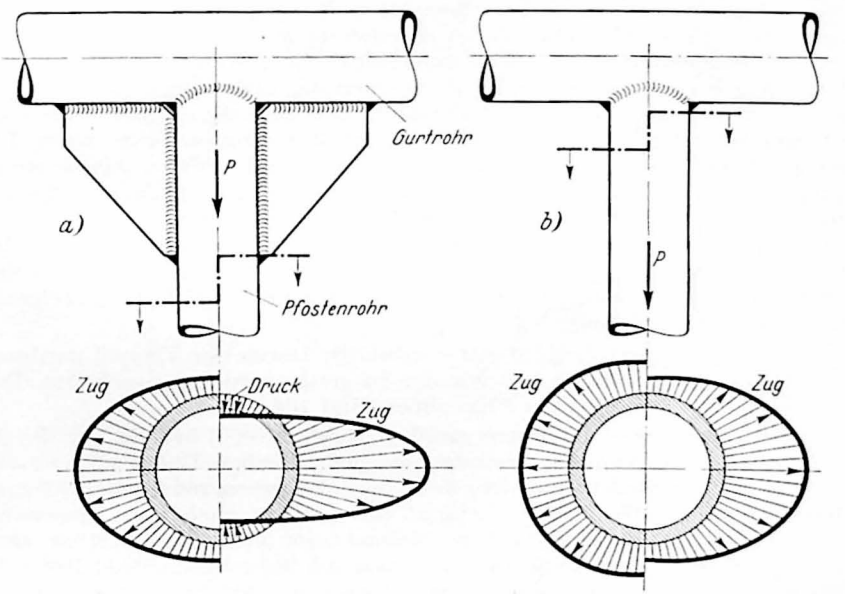


Bild 105. Spannungsverteilung in Rohranschlüssen über den Querschnitt (Spannungsvektoren um 90° in die Ebene geklappt)
a) Anschluß mit Eckblechen, b) Anschluß ohne Versteifungen

umfangs eingeleitet werden, weil punkt- oder linienförmige Krafteinleitungen zu örtlich hohen Spannungen (Kerbwirkungen) und mehrachsigen Spannungszuständen (Trennbruchgefahr!) führen. Bild 105 zeigt die Verteilung der

Spannungen über den Rohrquerschnitt in der Verbindung eines Gurtrohres mit einem Pfostenrohr (Vertikalstab). Eckbleche (Bild 105a) verursachen wegen des Steifigkeitssprungs hohe Kerbwirkungen. Der Kraftfluß wird gegenüber der Ausführung Bild 105b lediglich örtlich (an den Blechen) sanfter umgelenkt. Ist man gezwungen, Versteifungsbleche einzuschweißen, z. B. in Rahmenecken, dann muß für krater- und kerbenfreie Nähte gesorgt werden.

Durch Aufweiten des Rohrendes bei *Stabanschlüssen* (Bild 106a) wird ein besserer Übergang geschaffen, der sich aber nur bei kleinen und dünnwandigen Rohren ausführen läßt. Besser ist die Verbindung nach Bild 106b (jedoch teuer!). Billiger sind u-förmig gebogene Sattelbleche (Bild 106c), die das Pfostenrohr weit umspannen. Mit ihnen wird ein nahezu einachsiger Spannungszustand erreicht. Ungünstig ist der einer Nietverbindung nachgestaltete Anschluß (Bild 106d), der zudem ein Zukümpeln und Schlitzen des Rohres erfordert. Für untergeordnete Zwecke ist die Zugverbindung (Bild 106e) vorteilhaft. Das Pfostenrohr wird am Ende flachgedrückt, geradegeschnitten und angeschweißt.

Die übliche Ausbildung eines mehrstabigen *Knotenpunktes*, in welchem die Rohrachsen (Rohrschwerlinien) mit den Systemlinien (Netzlinien) des Tragwerks zusammenfallen, veranschaulicht Bild 107a. Treten Schwinglasten auf, dann kann man die Zugstabnaht durch einen sog. negativen Fehlhebel (Bild 107b) entlasten. Durch ihn treffen Druck- und Zugrohr vor der Berührung mit dem Gurtrohr zusammen, so daß der Stoß der beiden Rohre einen Teil der Kräfte abfängt. Die Zugstrebe wird gewöhnlich voll an das Gurtrohr angeschlossen, weil die Druckstrebe nicht den vollen Querschnitt erfordert (infolge Knickbeanspruchung). Die Bilder 107c und d zeigen Ausführungen mit Knotenblechen (ähnlich Bild 106d), die wegen hoher Kerbwirkungen bei Schwingbeanspruchung ungeeignet sind. Raumsparend sind die auf den halben Durchmesser ovalgedrückten Rohrenden nach Bild 107d, die mittelgroße Kräfte aufnehmen können.

Übliche *Eckstöße* sind in Bild 108 dargestellt. Durch das Versteifungsblech (Bild 108a) werden die Rohre von der Biegebeanspruchung entlastet. Den Kraftfluß leitet am besten der Krümmer (Bild 108c).

Von den *Längsstößen* der Rohre gleichen Durchmessers hat der sog. Fischgrätenstoß (Bild 109c) die höchste Festigkeit. Treffen Rohre unterschiedlicher Durchmesser aufeinander, dann weitet man entweder das kleinere Rohr auf (Bild 109d) oder verjüngt das größere nach vorhergehendem Schlitzen (Bild 109e). Falls diese Maßnahmen nicht durchführbar sind, schweißt man eine runde Scheibe zwischen die Rohrstirnen (Bild 109f). In dieser Weise lassen sich Rohre auch winklig stoßen (Bild 109g). Formenschön und rohrgerecht ist der Stoß nach Bild 109h. Das größere Rohr ist halbkugelförmig zugekümpelt, und das kleinere ohne zeitraubendes Anpassen angeschweißt (Bild 109i). Es sind Knickwinkel bis 30° möglich.

Nach DIN 4115 (Stahlleichtbau und Stahlrohrbau) darf die Dicke tragender Bauglieder (die Rohrwanddicke) in geschlossenen Räumen 1,5 mm, die der im Freien oder in nicht gesschlossenen Gebäuden aufgestellten 3 mm nicht unterschreiten.

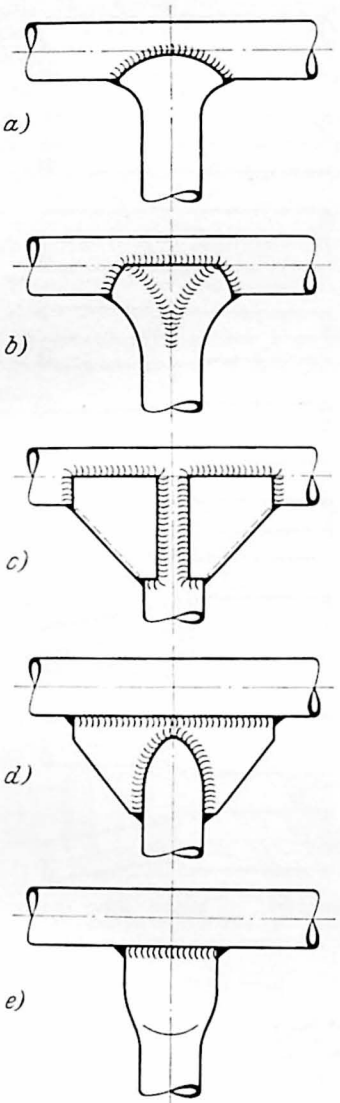


Bild 106. Rohrstabanschlüsse

a) mit aufgeweitetem Rohrende,
b) mit gespaltenem Rohrende und Füllblech, c) mit Sattelblechen,
d) mit gekümpeltem und geschlitztem Rohrende,
e) mit flachgedrücktem Rohrende

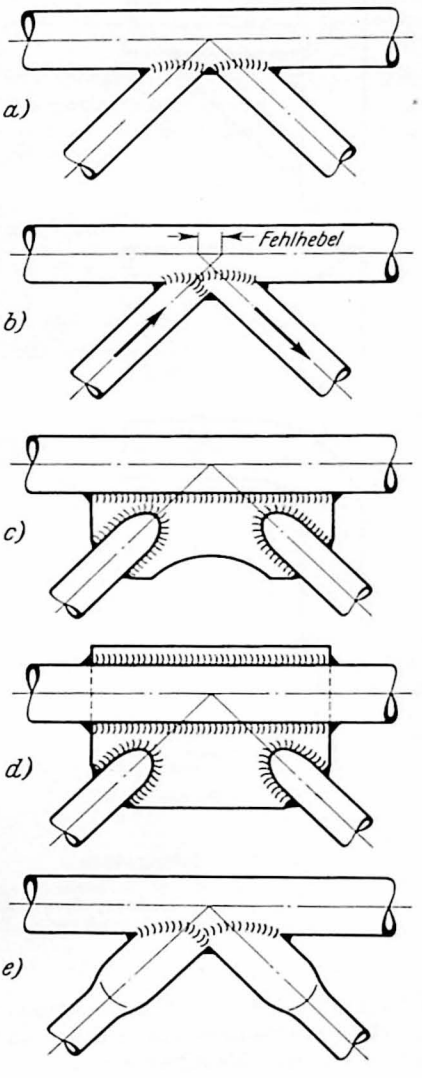


Bild 107. Rohrknotenpunkte

a) einfacher Knoten, b) mit Fehlhebel, c) mit ebenem Knotenblech,
d) mit um das Gurtrohr gebogenem Knotenblech,
e) mit ovalgedrücktem Ende der Rohrstäbe

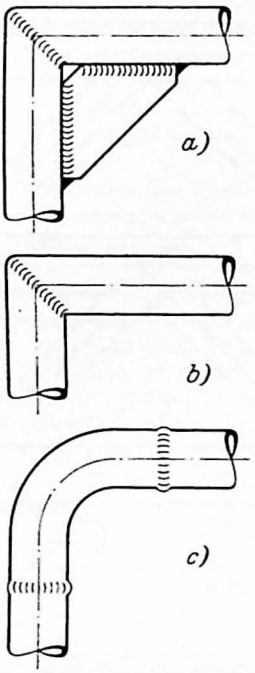


Bild 108. Rohreckstöße
a) mit Versteifungsblech,
b) ohne Versteifung,
c) mit Krümmer

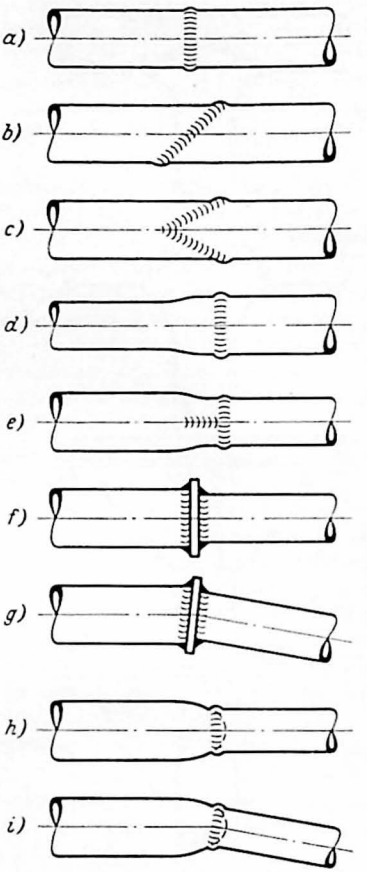


Bild 109. Rohrlängsstöße
a) Stumpfstoß, b) Schrägstoß, c) Fischgrätenstoß, d) kleines Rohr aufgeweitet, e) großes Rohr verjüngt, f) mit Zwischenplatte, g) mit Zwischenplatte winklig gestoßen, h) Rohrende gekümpelt, i) Rohrende gekümpelt und winklig gestoßen

DIN 4115 führt aus: »Nur vorwiegend ruhend belastete Bauteile dürfen ohne weiteres als Stahlleichtbau ausgeführt werden. Rohrtragwerke dürfen auch für Krane und Kranbahnen, die den Gruppen I und II nach DIN 120 entsprechen, verwendet werden.«

Für die zulässigen Bauteilspannungen ist DIN 1050 (siehe Tafel 31) maßgebend, für die Berechnung der Schweißnähte DIN 4100 (siehe Tafel 30). Werden die Rohre nicht durch Knotenbleche oder andere Bauteile verbunden, sondern unmittelbar miteinander verschweißt, so darf die der Berechnung zugrundegelegte Bruchfläche der Schweißnaht nicht größer sein

als die kleinste Querschnittsfläche des Rohres, und die hierzu gehörende zulässige Spannung $\text{zul}\sigma_{\text{schw}}$ der Schweißnaht in keinem Falle $0{,}65\,\text{zul}\sigma$ überschreiten.

Um eine einwandfreie Herstellung der Schweißnähte bei unmittelbarer Verbindung der Rohre zu erreichen, soll deren gegenseitige Neigung nicht kleiner als 30° sein. Außerdem darf der Durchmesser des kleineren Rohres nicht kleiner sein als $^1/_4$ des Durchmessers des größten Rohres.

2.1.5 Schweißverbindungen im Maschinenbau

Im Maschinenbau werden Riemenscheiben, Zahnräder, Getriebekästen, Lagerböcke, Stützfüße, Konsole, Gehäuse, Achsen und Wellen, Zug-, Gelenk- und Pleuelstangen, Hebel, Vorrichtungen u. dgl. als Schweißteile ausgebildet. Die Nennspannungen in den Schweißnähten betragen bei

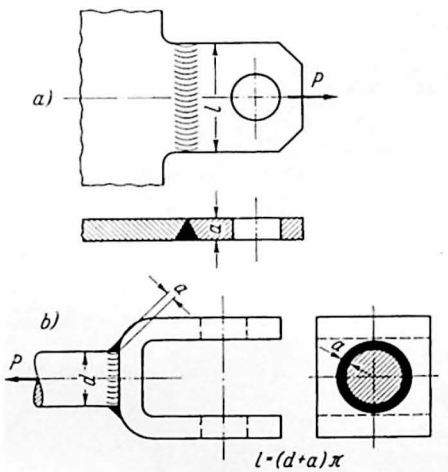


Bild 110. Zugbeanspruchte Schweißnähte
a) Stumpfnaht, b) Kehlnaht

1. *Zug* oder *Druck* (Bild 110)

$$\sigma_{\text{schw}} = \frac{P}{\Sigma\,(a\,l)} \leqq \text{zul}\sigma_{\text{schw}}\ [\text{kp/mm}^2], \tag{57}$$

2. *Schub* (Bild 111)

$$\tau_{\text{schw}} = \frac{P}{\Sigma\,(a\,l)} \leqq \text{zul}\tau_{\text{schw}}\ [\text{kp/mm}^2], \tag{58}$$

3. *Verdrehung* (Bild 112)

$$\tau_{\text{schw}} = \frac{M_t}{W_{t\,\text{schw}}} \leqq \text{zul}\tau_{\text{schw}}\ [\text{kp/mm}^2], \tag{59}$$

4. *Biegung* (Bild 113)

$$\sigma_{schw} = \frac{M_b}{W_{schw}} \leqq \text{zul}\sigma_{schw} \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{60}$$

P	[kp]	vom Schweißanschluß aufzunehmende Kraft,
a	[mm]	Dicke der Schweißnaht,
l	[mm]	Länge der Schweißnaht,
M_t	[kpmm]	vom Schweißanschluß aufzunehmendes Drehmoment,
M_b	[kpmm]	vom Schweißanschluß aufzunehmendes Biegemoment,
$W_{t\,schw}$	[mm³]	Widerstandsmoment des Schweißanschlusses gegen Torsion, bei Kreisringflächen = polares Widerstandsmoment,
W_{schw}	[mm³]	äquatoriales Widerstandsmoment des Schweißanschlusses.

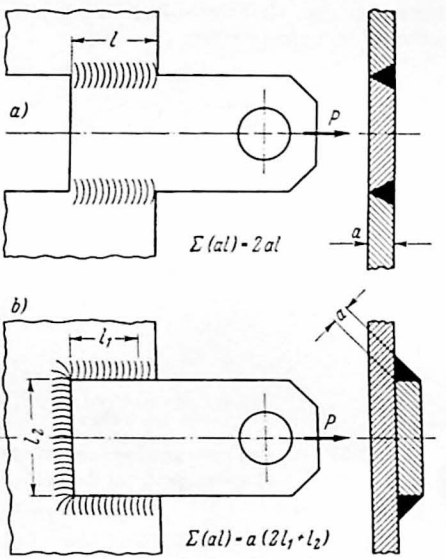


Bild 111. Schubbeanspruchte Schweißnähte
a) Stumpfnaht, b) Kehlnaht

Überlagern sich zwei Normalspannungen (z. B. Biegung und Zug), so sind diese arithmetisch zu addieren. Bei gleichzeitiger Beanspruchung durch Normal- und Tangentialspannungen (z. B. Biegung und Verdrehung wie nach Bild 114) genügt es, diese zu einer resultierenden Spannung σ_{res} geometrisch zu addieren und mit der zulässigen Normalspannung $\text{zul}\sigma_{schw}$ zu vergleichen:

$$\sigma_{res} = \sqrt{\sigma_{schw}^2 + \tau_{schw}^2} \leqq \text{zul}\sigma_{schw} \text{ [kp/mm}^2\text{]}. \tag{61}$$

Für zügige Belastung können die zulässigen Spannungen für den Lastfall H aus dem Stahlbau nach Tafel 30 zugrunde gelegt werden. Bei Schwingbelastung muß der Nennspannungsausschlag $\sigma_{a\,schw}$ bzw. $\tau_{a\,schw}$ (siehe 1.6) gegenüber der Gestaltfestigkeit σ_{AG} bzw. τ_{AG} der Naht auf Sicherheit S_D gegen

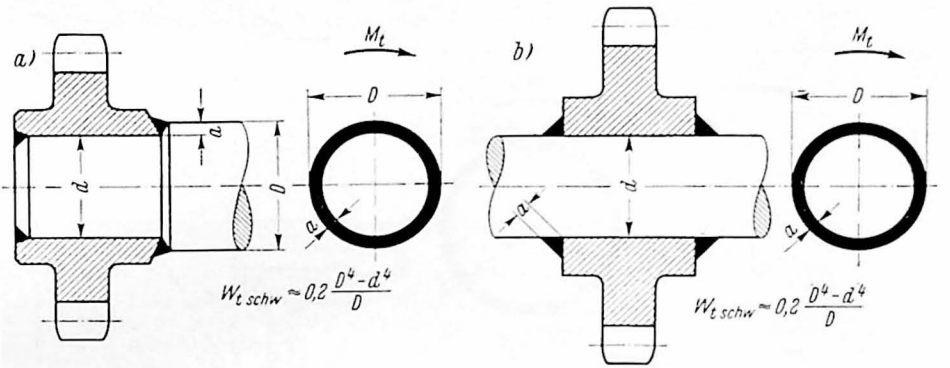


Bild 112. Verdrehbeanspruchte Schweißnähte
a) Stumpfnähte, b) Kehlnähte

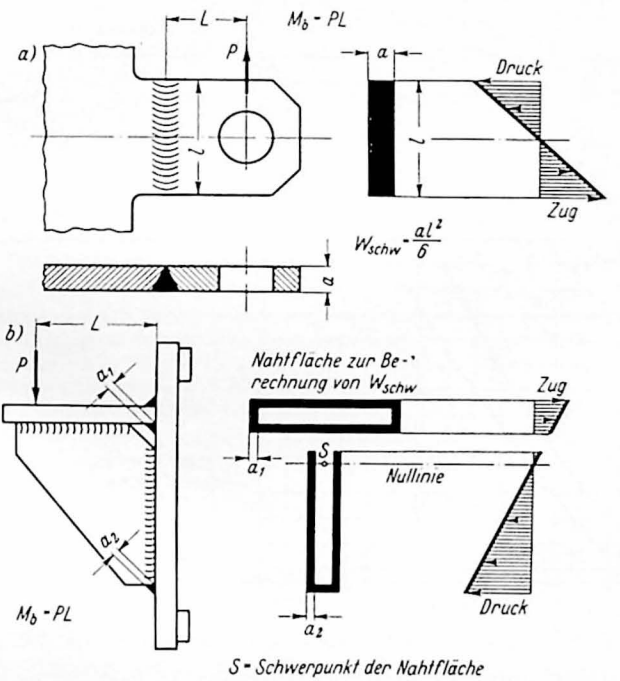


Bild 113. Biegebeanspruchte Schweißnähte
a) Stumpfnaht b) Kehlnähte

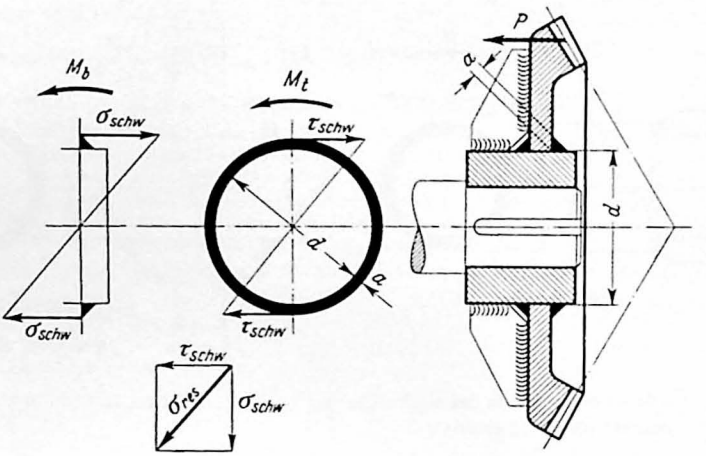


Bild 114. Gleichzeitiges Auftreten von Normal- und Tangentialspannungen in einem Schweißanschluß

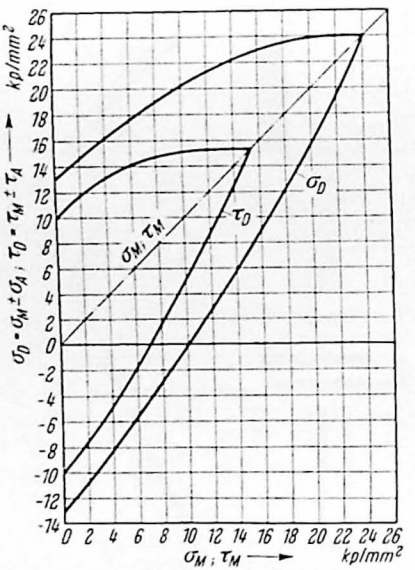


Bild 115. Dauerfestigkeit einer Stumpfnaht an Bauteilen aus St 37 ohne festigkeitsmindernde Einflüsse

Dauerbruch (Gleichungen 24) kontrolliert werden. In Bild 115 ist die Dauerfestigkeit für Normal- und Tangentialbeanspruchung einer optimal gestalteten Stumpfnaht an Bauteilen aus St 37 aufgetragen. Je nach Gestaltung und

Tafel 34. Einflußfaktoren für schwingbeanspruchte Schweißnähte

Werkstoff	f_1		
St 37	1,0		
St 42	1,1		
St 50	1,2		
St 52	1,3		
Nahtgüte	f_2		
Naht ganz glatt, Übergang geschliffen	1,0		
Naht glatt (dick umhüllte Elektrode)	0,9		
Naht schwach gekerbt	0,8		
Normalnaht ohne besondere Güte	0,7		
Nahtart	f_3		
	Zug, Druck	Biegung	Schub
Einseitige Kehlnaht	0,3	0,2	0,2
Doppelseitige Kehlnaht	0,5	0,7	0,4
Doppelseitige Hohlkehlnaht	0,6	0,8	0,5
HV-Naht	0,6	0,7	0,6
K-Stegnaht	0,7	0,8	0,7
K-Naht	0,7	0,8	0,8
Stumpfnaht ohne Wurzelverschweißung	0,5	0,6	0,4
Stumpfnaht mit Wurzelverschweißung	0,7	0,7	0,7
Schräg zur Kraftrichtung laufende Stumpfnaht mit Wurzelverschweißung	1,0	0,9	0,9
Besondere Beanspruchung	f_4		
Naht mit geringen Schrumpfspannungen	1,0		
Naht mit normalen Schrumpfspannungen	0,9		
Zusammengesetzte Nähte	0,6		
Auf Aufreißen beanspruchte Nähte (höchste Spannungsspitze am Nahtanfang oder -ende)	0,3		
Schweißteilgröße	f_5		
Kleine, handliche Teile	1,0		
Große, unhandliche Teile	0,8		

Werkstoff der zu untersuchenden Schweißverbindung müssen diese Werte mit Einflußfaktoren korrigiert werden, und es gilt:

$$\sigma_{AG} = \alpha\, \sigma_A \ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{62.1}$$

$$\tau_{AG} = \alpha\, \tau_A \ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{62.2}$$

$$\alpha = f_1 f_2 f_3 f_4 f_5, \tag{62.3}$$

σ_A, τ_A [kp/mm²] Spannungsausschlag der Dauerfestigkeit einer optimal gestalteten Stumpfnaht (Bild 115),

$f_1 \cdots f_5$ Einflußfaktoren nach Tafel 34.

2.1.6 Preßschweißverbindungen

Preßschweißen ist das Vereinigen metallischer Werkstoffe unter Druck bei örtlich begrenzter Erwärmung, und zwar im allgemeinen ohne Zusatzwerkstoff. Verfahren: *Gasschweißen*: Die Teile werden durch eine Brenngas-Sauerstoff-Flamme erwärmt (unterteilt in Gas-Wulstschweißen und Gas-Abbrennschweißen). *Lichtbogenschweißen*: Die Wärme entsteht durch einen Lichtbogen, der kurzzeitig zwischen den Stoßflächen der Teile brennt. Die Teile werden durch schlagartiges Stauchen vereinigt. *Widerstandsschweißen*: Die Wärme entsteht durch Einwirkung eines elektrischen Stromes im Widerstand der Teile und der Berührungsstellen (Joulesche Wärme). Der Strom wird unmittelbar zugeführt oder induktiv übertragen (unterteilt in Widerstands-Stumpfschweißen als Preß- oder Abbrennstumpfschweißen, und Widerstands-Punkt- und Nahtschweißen als Punktschweißen, Buckelschweißen oder Nahtschweißen). *Aluminothermisches Schweißen*: Die Wärme wird mittelbar durch einen flüssigen Wärmeträger übertragen. Dieser entsteht durch chemische Umsetzung von Aluminiumpulver und Metalloxyd zu Aluminiumoxyd (Schlacke) und Metall. Die zuerst aus dem Schmelztiegel fließende Schlacke oder ein zwischengeschaltetes geeignetes Schutzmittel verhindert eine unmittelbare Berührung zwischen der Schweißstelle und dem Wärmeträger. Die auf Schweißtemperatur erwärmten Teile werden unter Druck vereinigt. *Feuerschweißen*: Die Teile werden im offenen Feuer oder im Ofen erwärmt und durch Hämmern, Walzen oder Pressen vereinigt. *Kalt-Preßschweißen*: Die Teile werden nur unter Anwendung von Druck ohne Zusatzwerkstoff vereinigt.

Zum Preßschweißen sind die Stahlsorten St 37S, St 37SK, St 42K, C 15, St 2SK 32, St 10 ··· St 14 und St 35K besonders gut geeignet.

Die *Nahtart* der Preßschweißverbindungen wird durch die Lage der Teile am Schweißstoß, durch deren Vorbereitung und durch das Schweißverfahren bestimmt (Bild 116). Schweißstellen oder Schweißnähte können nach DIN 1911 (Preßschweißen) in Zeichnungen durch die bildliche oder sinnbildliche Darstellung angegeben werden. Bei der bildlichen Darstellung werden Schweißungen im Schnitt voll angelegt. Für die Ansicht wird das Sinnbild (meistens ohne Bezugsstrich) verwendet. Bei der sinnbildlichen Darstellung werden Schweißungen im Schnitt und in der Ansicht durch eine Linie gekennzeichnet und durch das Sinnbild (siehe Bild 116) mit Bezugsstrich erklärt. Stumpfnähte werden durch eine Vollinie, Überlapptnähte durch eine Strichpunktlinie dargestellt. Der Bezugsstrich geht von der Schweißung in beliebiger Richtung aus und wird abgeknickt. Er soll, wenn möglich, parallel zur unteren Kante der Zeichnung gezogen werden.

Ein besonderer Vorteil der *Abbrennstumpfschweißung* ist das Erreichen einer Festigkeit von 90 ··· 100% des Schweißstoßes gegenüber der Festigkeit der

Bauteile. Man wendet die Abbrennschweißung an, wenn sich durch sie erhebliche Einsparungen an Werkstoff erzielen lassen oder eine einfache, billige Gestaltung gegenüber den aus einem Stück hergestellten Teilen möglich ist. Beispiele sind in den Bildern 117 ··· 119 aufgezeigt.

Im Leicht-, Geräte- und Maschinenbau ist das Fügen von dünneren Blechen oder blechähnlichen Teilen durch *Punktschweißen* ein wirtschaftliches Verfahren, das besonders für Serien- und Massenfertigungen vorgezogen wird. Durch Setzen von regelmäßig angeordneten Schweißpunkten lassen sich Nähte ziehen, die je nach Lage der Punkte *Reihen-*, *Ketten-* oder *Zickzacknähte* heißen (Bild 120). Übliche Abmessungen derartiger Nähte siehe Tafel 35. In Bild 121 ist die Punktschweißverbindung des Spulenkörpers einer elektromagnetischen Kupplung mit seinem Halteblech gezeigt.

Für den *Stahlleichtbau* schreibt DIN 4115 vor: Punktschweißung ist zulässig für Kraft- und Heftverbindungen, wenn nicht mehr als drei Teile durchSchweißpunkte verbunden werden. Die Gesamtdicke der zu verbindenden Teile darf nicht größer als 15 mm, bei Verbindung von zwei Einzelteilen die Dicke eines Teiles nicht größer als 5 mm sein. Bei drei Einzelteilen

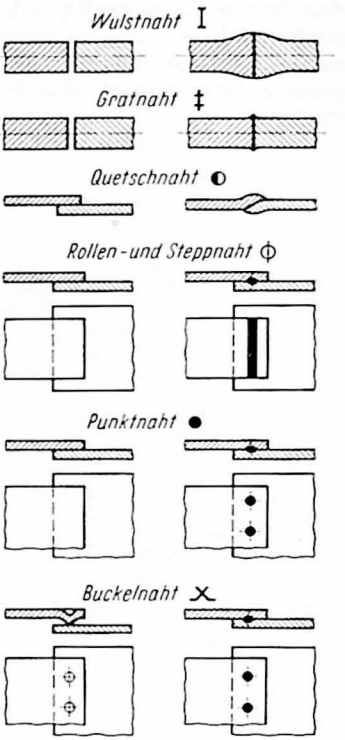


Bild 116. Nahtarten an Preßschweißverbindungen (aus DIN 1911)

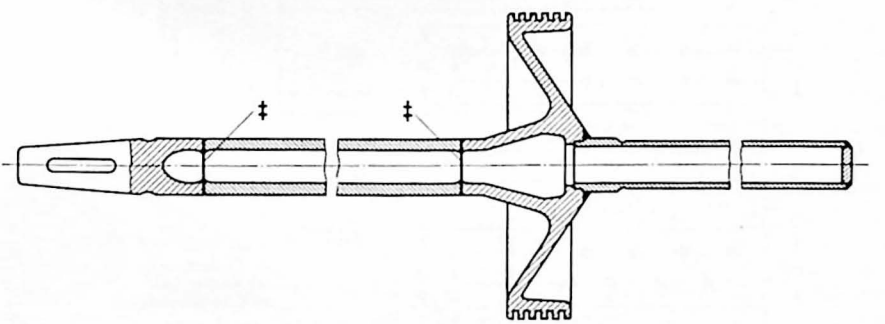


Bild 117. Durch Abbrennstumpfschweißung gefügte Kolbenstange

darf keines der außenliegenden Teile dicker als 5 mm sein. In Kraftrichtung dürfen nicht weniger als zwei und nicht mehr als fünf Schweißpunkte hintereinander angeordnet werden (Bild 122). Für den Abstand e_1 der Schweißpunkte untereinander, den Randabstand e_2 in Kraftrichtung und den Randabstand e_3 rechtwinklig zur Kraftrichtung gilt:

$$e_1 = 3 \cdots 6d,$$
$$e_2 = 2{,}5 \cdots 4{,}5d,$$
$$e_3 = 2 \cdots 4d.$$

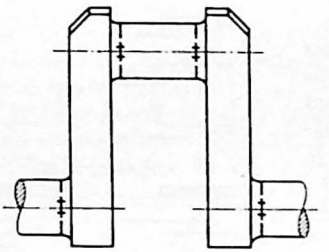


Bild 118. Durch Abbrennstumpfschweißung gefügte Kurbelwelle

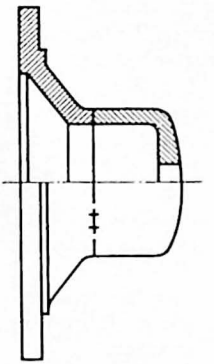


Bild 119. Durch Abbrennstumpfschweißung gefügte Gelenkteile

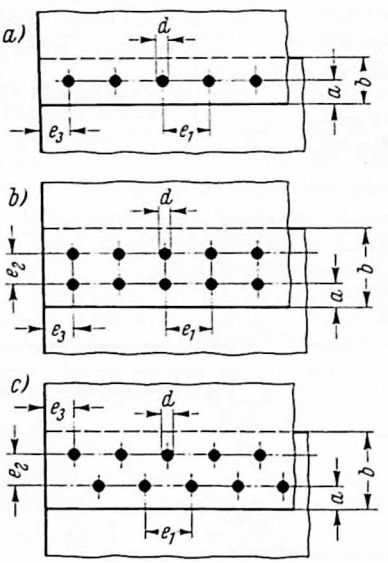


Bild 120. Punktschweißnähte
a) Reihennaht,
b) Kettennaht,
c) Zickzacknaht

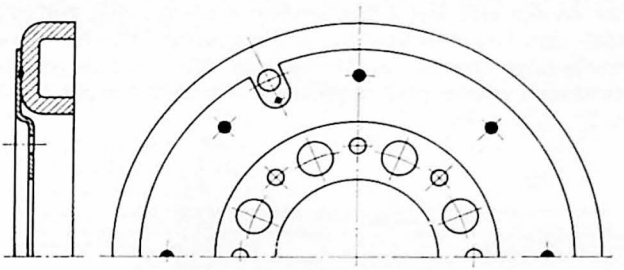


Bild 121. Punktschweißverbindung verschieden dicker Bleche (*Pintsch Bamag AG*)

Tafel 35. Richtmaße für Punktschweißnähte

Einzelblechdicke s [mm]	Schweißpunktdurchmesser d [mm]
0,5 ··· 1	4 ··· 8
1 ··· 1,5	6 ··· 10
1,5 ··· 2	8 ··· 10
2 ··· 3	10 ··· 12
3 ··· 5	10 ··· 14

Punktabstand	$e_1 = 5 \cdots 6\ d$
Reihenabstand	$e_2 = 2{,}5\ d$ (Kette) $= 0{,}7\ e_1$ (Zickzack)
Randabstand	$e_3 = 2{,}5 \cdots 4{,}5\ d$
Randabstand	$a = 2 \cdots 4\ d$
Überlappung	$b = \Sigma e_2 + 2a$

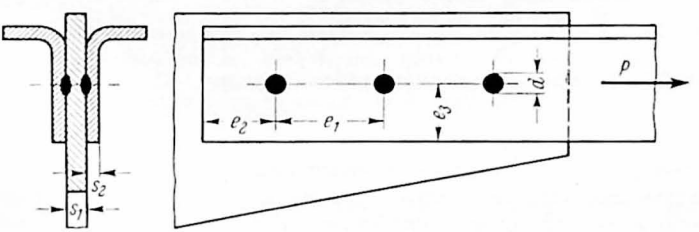


Bild 122. Kraftbeanspruchte Punktschweißverbindung im Stahlleichtbau

Neuerdings werden Bleche bis zu einer Gesamtdicke von 60 mm bei einer Einzelblechdicke von 20 mm mit Elektroden von 30 mm Dmr. punktgeschweißt. Das erschließt für die Zukunft neue, wirtschaftliche Möglichkeiten.

Im Gegensatz zu der sich bei Dünnblechen ausbildenden Schweißlinse zeigt sich bei Mittel- und Grobblechen durch die gesamte Blechdicke eine bolzenförmige Verschmelzungszone in Größe des Elektrodendurchmessers. Als Schweißpunktdurchmesser wird empfohlen: $d \approx \Sigma s/2$, für die Punktabstände: $e_1 \approx 4d$, $e_2 \approx 2d$, $e_3 \approx 1{,}5d$.

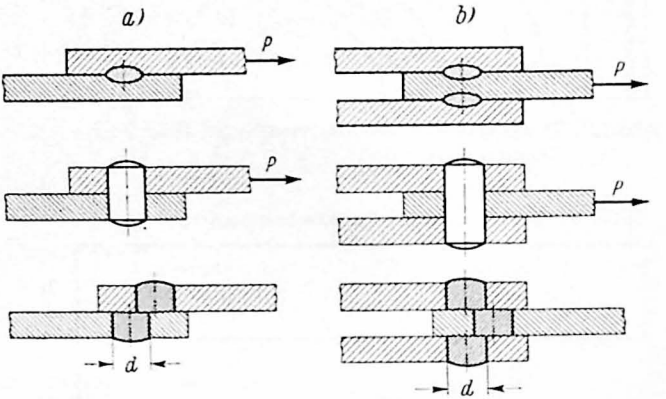


Bild 123. Scherbeanspruchung der Schweißpunkte
a) einschnittige Verbindung, b) zweischnittige Verbindung

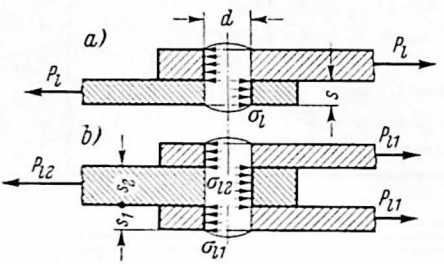


Bild 124. Lochleibung in Punktschweißverbindungen
a) einschnittige Verbindung, b) zweischnittige Verbindung

Über die Festigkeit von Punktschweißverbindungen liegen bisher nur wenig Versuchsergebnisse vor. Es konnte festgestellt werden, daß die Festigkeit der Schweißpunkte mit größer werdendem Punktdurchmesser d abnimmt. 4 mm dicke Punkte erreichen etwa die Festigkeit der Bauteile.

Zur *Festigkeitsberechnung* stellt man sich einen Schweißpunkt als auf Abscheren beanspruchten Bolzen vor (Bild 123). Jeder »Bolzen« hat dann einen der Last entsprechenden Kraftanteil aufzunehmen. In der Verbindung nach Bild 123a würde der »Bolzen« bei Überbeanspruchung einmal durchschnitten, in der nach Bild 123b jedoch zweimal. Man unterscheidet daher *ein-*

und *zweischnittige* (allgemein *m*-schnittige) Punktschweißverbindungen. Die Scherbeanspruchung beträgt

$$\tau_{schw} = \frac{P}{n\,m\,f} \leqq {}^{zul}\tau_{schw} \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{63}$$

P [kp] von der Schweißnaht (vom Anschluß) aufzunehmende Kraft,
n Anzahl der Schweißpunkte,
m Schnittzahl der Verbindung,
f [mm²] Querschnitt des Schweißpunkts (»Bolzens«).

Tafel 36. Zulässige Spannungen in kp/mm² für Punktschweißverbindungen im Stahlleichtbau

Spannungsart	Werkstoff St 33		St 37		St 52	
	Lastfall H	Lastfall HZ	Lastfall H	Lastfall HZ	Lastfall H	Lastfall HZ
Wenn Nachweis auf Knicken und Kippen nach DIN 4114 erforderlich						
$^{zul}\tau_{schw}$	7,9	9	9	10,4	13,5	15,5
einschnittig $^{zul}\sigma_{lschw}$	21,5	25	25	28,5	37,5	43
zweischnittig $^{zul}\sigma_{lschw}$	30	35	35	40	52,5	60
Wenn Ausweichen der gedrückten Gurte nicht möglich						
$^{zul}\tau_{schw}$	9	10,4	10,4	11,5	15,5	17,5
einschnittig $^{zul}\sigma_{lschw}$	25	28,8	28,8	32,4	43	48,5
zweischnittig $^{zul}\sigma_{lschw}$	35	40	40	45	60	67,5

Zulässige Spannungen für den Stahlleichtbau siehe Tafel 36. Diese können auch für Verbindungen im Maschinen- und Gerätebau zugrundegelegt werden (Lastfall H). Der Schweißpunkt darf in den Berechnungen (für die Größe des Querschnitts f) nicht größer als

$$d = 5\sqrt{s_{min}} \text{ [mm]} \tag{64}$$

eingesetzt werden, wenn s_{min} die Dicke des dünnsten Teiles bedeutet.

Wegen der Vorstellung der Schweißpunkte als Bolzen schreibt DIN 4115 auch eine Berechnung auf *Lochleibung* vor, gegen deren Korrektheit wegen des Stoffschlusses der verbundenen Teile allerdings Einwendungen erhoben werden müssen. Unter Lochleibung versteht man die mittlere Pressung des Loches durch den Bolzen (Bild 124), die *Lochleibungsspannung* σ_{lschw} genannt wird:

$$\sigma_{l\,schw} = \frac{P_l}{d\,s} \leqq {}^{zul}\sigma_{l\,schw}\ [kp/mm^2], \qquad (65)$$

P_l [kp] der auf den betr. Lochteil entfallende Kraftanteil,
s [mm] Blechdicke am durch P_l beanspruchten Lochteil,
d [mm] der der Berechnung zugrundezulegende Punktdurchmesser (Lochdurchmesser), ggf. nach Gleichung 64.

Zulässige Leibungsspannungen siehe Tafel 36.

Gegenüber dem Punktschweißen bietet das *Buckelschweißen* den Vorteil, daß Schweißstrom und Elektrodenkraft durch die punkt- oder linienförmige Berührung der Teile bei Schweißbeginn auf die Buckel konzentriert werden und deshalb die Festigkeit der Schweißstellen weniger streut als die der

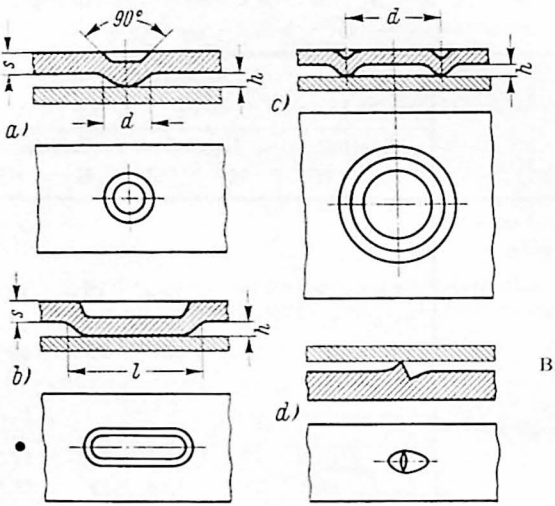


Bild 125. Gestaltung der Schweißbuckel
a) Rundbuckel,
b) Langbuckel,
c) Ringbuckel,
d) angeschobener Buckel

Tafel 37. Abmessungen in mm von Rundbuckeln (*nach Siemens-Schuckert AG*)

Blechdicke s	Buckeldurchmesser d	Buckelhöhe h	Buckelabstand e_1
0,5	2	0,5	22
1,0	3	0,75	22
1,5	3,5	0,85	24
2,0	4	1,0	25
2,5	4,5	1,1	27
3,0	5	1,25	28
3,5	5,5	1,4	29
4,0	6	1,5	30
4,5	6,5	1,6	32
5,0	7	1,75	33

Schweißpunkte. Weiterhin verziehen sich die Teile weniger, da sämtliche Buckel gleichzeitig niedergeschweißt werden.
Die übliche Ausbildung von Buckeln zeigt Bild 125 (Abmessungen von Rundbuckeln siehe Tafel 37). Wichtig ist die richtige Wahl der Buckelabstände. Sind diese zu klein, dann können die Buckel zusammenfließen. In derartigen Fällen ist es besser, Langbuckel vorzusehen. Bei gezogenen, gestanzten, gesenkgeschmiedeten oder gegossenen Stahlteilen werden die Buckel bei der Herstellung der Teile schon eingedrückt, angeschmiedet bzw. angegossen. Müssen Teile verschiedener Härte gefügt werden, dann erhält der härtere die Buckel. Handelt es sich um Teile mit stark unterschiedlichem Volumen, so sieht man die Buckel auf dem volumengrößeren Teil vor. In der Verbindung verschieden dicker Teile erhält das dickere die Buckel. Ringbuckel sind bei dünnen Blechen angebracht, da sie deren Steifigkeit erhöhen.
Verbindungsmöglichkeiten von senkrecht zueinander stehenden Blechen durch Buckelschweißen zeigt Bild 126. Überkreuz liegende, sich punktförmig

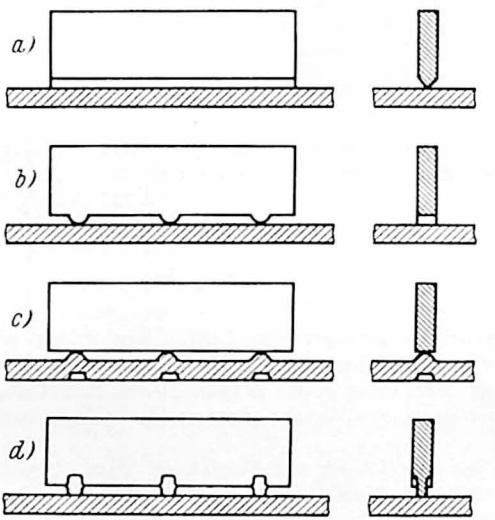


Bild 126. Buckelschweißen senkrecht zueinander stehender Bleche
a) stehendes Blech abgefast, b) an das stehende Blech gestanzte Buckel, c) in das liegende Blech gedrückte Buckel, d) aus dem stehenden Blech geschobene Buckel

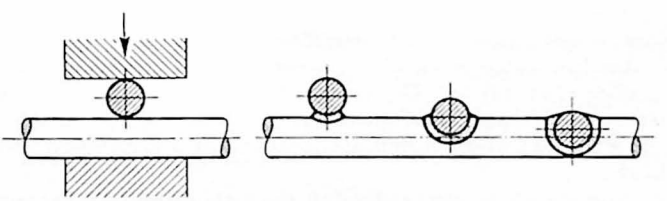


Bild 127. Buckelgeschweißte, sich kreuzende Rundstäbe

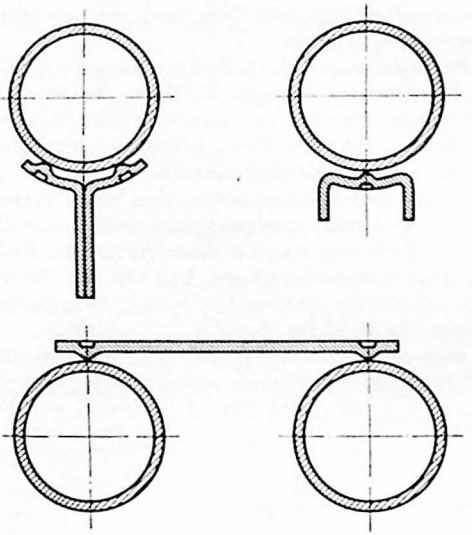


Bild 128. Buckelschweißen von Formteilen an Rohre

berührende Rundstäbe werden ohne Vorbereitung geschweißt (Bild 127). Auch lassen sich Formteile an Rohre schweißen (Bild 128).

2.2 Lötverbindungen

2.2.1 Verfahren, Lote

In der modernen Fertigungstechnik gewinnt das Löten, das früher als eine Angelegenheit des Handwerks angesehen und deshalb stiefmütterlich behandelt wurde, an Bedeutung. Man lötet heute Stahlrahmen, Kraftfahrzeugkühler, Karosserien, Kleinbehälter, Stahlleichtbauten, Maschinen- und Geräteteile u. dgl.

Wie das Schmelzschweißen ist das Löten ein Verfahren zum thermischen Verbinden metallischer Bauteile. Im Gegensatz zum Schmelzschweißen werden die Verbindungen durch metallische *Zulegestoffe* (*Lote*) bei Arbeitstemperaturen unterhalb der Schmelzpunkte der Bauteile hergestellt. Unter der *Arbeitstemperatur* wird die Temperatur verstanden, die die Bauteile an der Lötstelle mindestens haben müssen, damit das Lot fließen und binden kann.

Es wird zwischen *Weich-*, *Hart-* und *Schweißlöten* unterschieden. Beim Weichlöten schmilzt das Lot unter etwa 450° C, beim Hartlöten, das meistens ein Spaltlöten ist, über etwa 450° C. Unter dem Schweißlöten versteht man ein dem Schmelzschweißen ähnliches *Fugenlöten*, bei dem das Ziehen der Nähte schrittweise vor sich geht und die Schmelztemperatur des Zulegestoffes über etwa 450° C liegt.

Zum *Spaltlöten* müssen die zu verbindenden Bauteile einen parallelwandigen Spalt bilden, der allgemein nicht breiter als 0,5 mm ist. Das geschmolzene

Tafel 38. Gebräuchliche Weich- und Hartlote

Name	Kurzzeichen	Arbeitstemperatur [mind. °C]	Verwendung für
Zinnlot n. DIN 1707	L Sn 8	305	Schwermetalle und deren Legierungen
	L Sn 25	257	
	L Sn 30	249	
	L Sn 33	242	
	L Sn 35	237	
	L Sn 40	223	
	L Sn 50	200	
	L Sn 60	185	
	L Sn 90	219	
Messinglot n. DIN 1733	L Ms 85	1020	Kupfer, Stahl, Grauguß
	L Ms 63	910	
	L Ms 60	900	
	L Ms 54	890	
	L Ms 48	870	
	L Ms 42	845	Nickel, Kupfer
Silberlot n. DIN 1734	L Ag 8	860	Stahl, Kupfer, Kupferlegierungen
	L Ag 12	830	
	L Ag 15	770	
	L Ag 20	750	
	L Ag 25	780	
	L Ag 27	840	Stahl, Hartmetall
	L Ag 38	800	Stahl, Bronze
	L Ag 44	730	Stahl, Kupfer, Kupferlegierungen
	L Ag 45	620	
	L Ag 49	690	chromdiff. Stähle
	L Ag 50	700	Kupfer und -legierungen
Leichtmetallot n. DIN 1732	L Al Si 13	570	Aluminium und Aluminiumlegierungen
	L Al 80	540	
	L Zn Al 15	430	Reinalum., Al-Gußlegierung.
	L Zn Sn	320	Reinaluminium
	L Zn Cd	320	Leichtmetallegierungen
	L Sn 60 Zn	260	Reinaluminium

Lot wird durch Kapillarwirkung in den Spalt der auf Arbeitstemperatur erwärmten Lötstelle gesaugt, deren Flächen das Lot vollkommen benetzen soll (Bild 129).

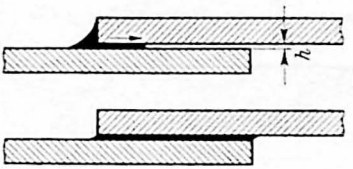


Bild 129. Kapillarwirkung im Lötspalt

Beim *Fugenlöten* wird eine wie zum Schweißen v-förmig gestaltete Lötfuge mit zähflüssigem Lot schrittweise geschlossen.
Durch geeignete Flußmittel wird dafür gesorgt, daß zwischen dem flüssigen Lot und dem Grundwerkstoff der Bauteile alle Oxyd- und Fremdschichten entfernt werden, damit die Atomgitter beider Stoffe zur Berührung kommen können. Die Löttemperatur bewirkt eine erhöhte Bewegung der Atome, und über die Grenzfläche Lot-Grundwerkstoff findet bei vollkommener Benetzung ein Platzwechsel der Atome und damit eine Diffusion (ein Legieren) statt. Dadurch werden bindende Atom- und Molekularkräfte wirksam (Kohäsion).
In Tafel 38 sind die gebräuchlichen Lote und deren Arbeitstemperaturen aufgeführt. Es gelten: DIN 1707 für Blei- und Zinnlote, DIN 1732 für Legierungen zum Schweißen und Löten der Leichtmetalle, DIN 1733 für Legierungen zum Schweißen und Hartlöten der Schwermetalle und Stahlwerkstoffe, DIN 1734 für Silberlote zum Hartlöten der Schwermetalle und Stahlwerkstoffe, DIN 1735 für Silberlote zum Hartlöten der Edelmetalle.

2.2.2 Gestaltung

Bild 130 zeigt gelötete Blechstöße. *Gerade Stumpfstöße* sind für Spaltlötungen grundsätzlich ungeeignet, da sie nur eine geringe Festigkeit erhalten würden. Durch einen *Schrägstoß* (Bild 130b) kann die Festigkeit zwar erhöht werden, jedoch ist auch er nicht zu empfehlen; außerdem ist er erst ab 2 mm Blechdicke ausführbar. Dies trifft sinngemäß auch für Rohrverbindungen (Bild 131) zu. Wegen der unterschiedlichen Elastizitätsmoduln von Stahl und Lot sind Stumpfstöße besonders gegen Biegebeanspruchung empfindlich, da sich an dem kurzen und engen Spalt infolge des Steifigkeitssprungs eine außerordentliche Spannungskonzentration (Kerbwirkung) bemerkbar macht. Stumpfstöße, in denen Grundwerkstoff und Zulegestoff gleich oder ähnlich sind (Kupfer mit Messinglot, Leichtmetall mit Aluminiumlot) sind nicht so stark kerbwirkend. *Überlappt-* und *Laschennähte* (Bilder 130c···e) sind am besten geeignet, da ein breitflächiger Spalt mit Lot ausgefüllt werden kann.
Die Festigkeit von Spaltlötverbindungen hängt hauptsächlich von der Spaltbreite und von der Oberflächenbeschaffenheit der Teile ab.
Silberlote mit niedrigem Schmelzpunkt und Kupferlote durchfließen den Spalt leichter als Messing- und Aluminiumhartlote. Bei Kupferloten kann mit einem engen Spalt gearbeitet werden, da Kupferlote sogar Preßsitze

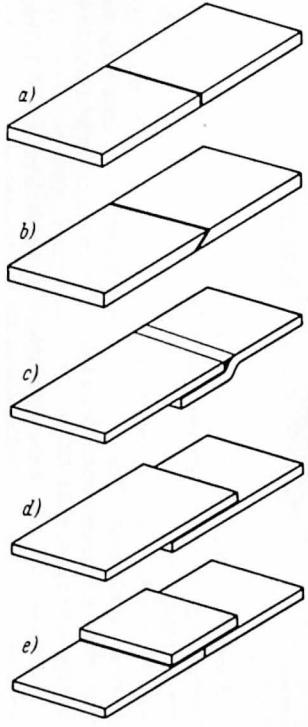


Bild 130. Gelötete Bleche
a) Geradstoß,
b) Schrägstoß,
c) Kröpfstoß,
d) Überlapptstoß,
e) Laschenstoß

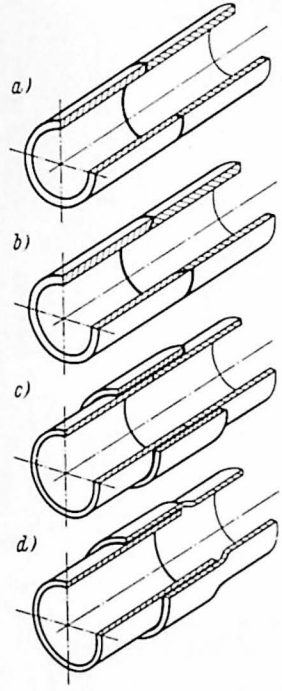


Bild 131. Gelötete Rohrstöße
a) Geradstoß,
b) Kegelstoß,
c) Laschenstoß,
d) Überlapptstoß

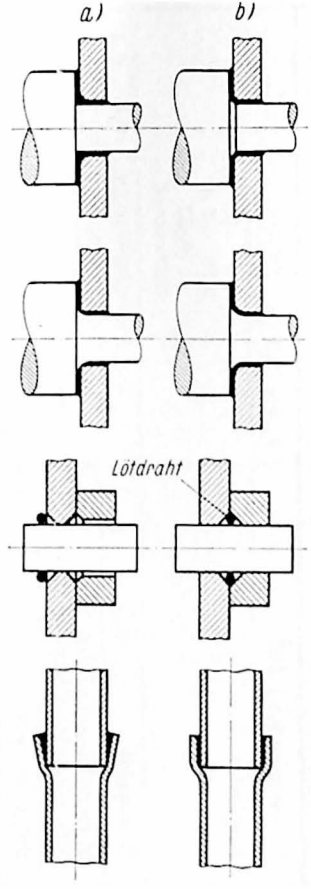


Bild 132. Ausbildung der Lötspalte
a) falsch,
b) richtig

Tafel 39. Richtwerte für Spaltbreiten h in mm von Lötverbindungen

Lot	Grundwerkstoffe		
	Leichtmetalle	Stahlwerkstoffe	Schwermetalle
Leichtmetallot LAlSi	0,15···0,6[1])	—	—
Kupferlot	—	0···0,1 0,25···0,4 bei Stahl/Hartmetall	—
Messinglot	—	0,05···0,25	0,1···0,4
Kupfer-Phosphor-Lot	—	—	0,1···0,3
Silber-Kupfer-Phosphor-Lot	—	—	0,05···0,2
Silberlot	—	0,02···0,15	0,05···0,25
Weichlot	0,2	0,1	0,1···0,2

[1]) Kleine Werte bei kurzen, große bei langen Nähten

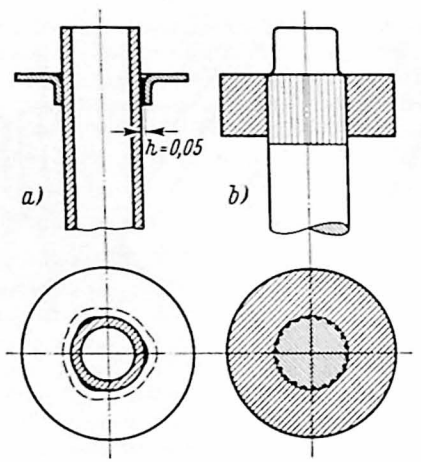


Bild 133. Kanalierte Lötspalte
a) Teile mit Dreipunkt-Preßsitz gefügt,
b) Teile mit Rändelung gefügt

durchdringen. Richtwerte für Spaltbreiten bei Arbeitstemperatur (Ausdehnung von Teilen unterschiedlicher Werkstoffe beachten!) sind in Tafel 39 angegeben. Der Lötspalt soll parallel laufen. Erweiterungen vermindern die Kapillarwirkung, Verengungen beeinträchtigen den Durchfluß des mit Oxyden angereicherten Flußmittels. Besonders kritisch sind Verengungen, die sich Spalterweiterungen anschließen. Beispiele für falsche und richtige Ausbildung von Lötspalten zeigt Bild 132.

Senkrecht zum Lötfluß laufende Bearbeitungsriefen behindern das Fließen, wenn sie tiefer als $0{,}05\cdots0{,}1h$ sind. Riefen in Flußrichtung wirken wie Ka-

näle und begünstigen das Fließen, so daß sie oftmals, wenn z. B. ein genauer zentrischer Sitz der zu verbindenden Teile verlangt wird, absichtlich angeordnet werden (Bild 133).

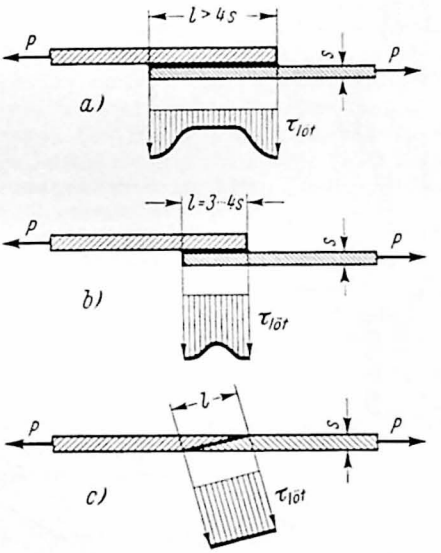


Bild 134. Verteilung der Scherspannungen in Überlapptlötungen
a) lange Überlappung,
b) kurze Überlappung,
c) Schäftung

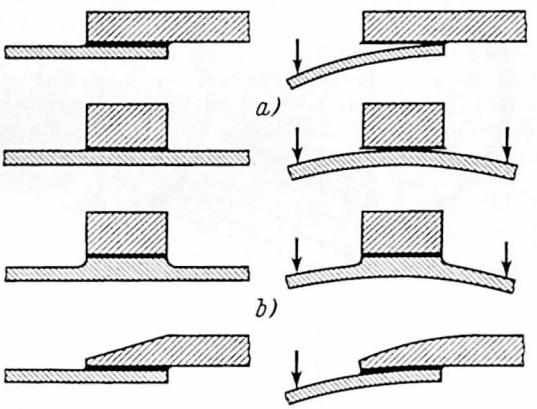


Bild 135. Biegebeanspruchte Lötnähte
a) schlecht,
b) zweckmäßig

Die mitunter vertretene Ansicht, daß rauhe Oberflächen das Lot verankern und somit die Festigkeit der Verbindung erhöhen, ist falsch, da die Bindung von den atomaren Vorgängen an den Gittergrenzen der Metalle abhängt. Die Fügeflächen sollen daher glatt sein. Ihre Rauhtiefe braucht im allgemeinen 20 µm jedoch nicht zu unterschreiten.

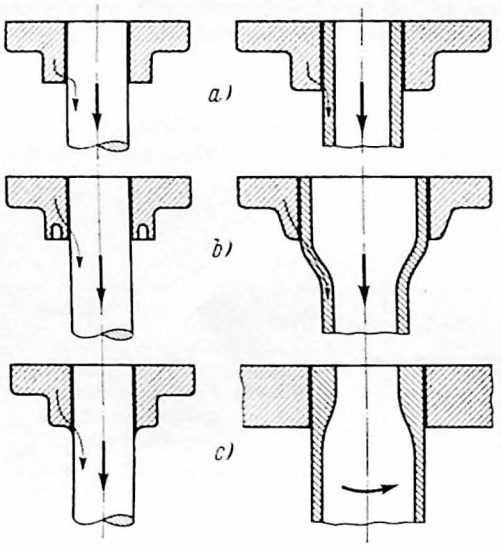


Bild 136. Gestaltung von Lötverbindungen mit Stangen und Rohren
a) schroffe Kraftflußumlenkung,
b) und c) sanftere Umlenkung des Kraftflusses

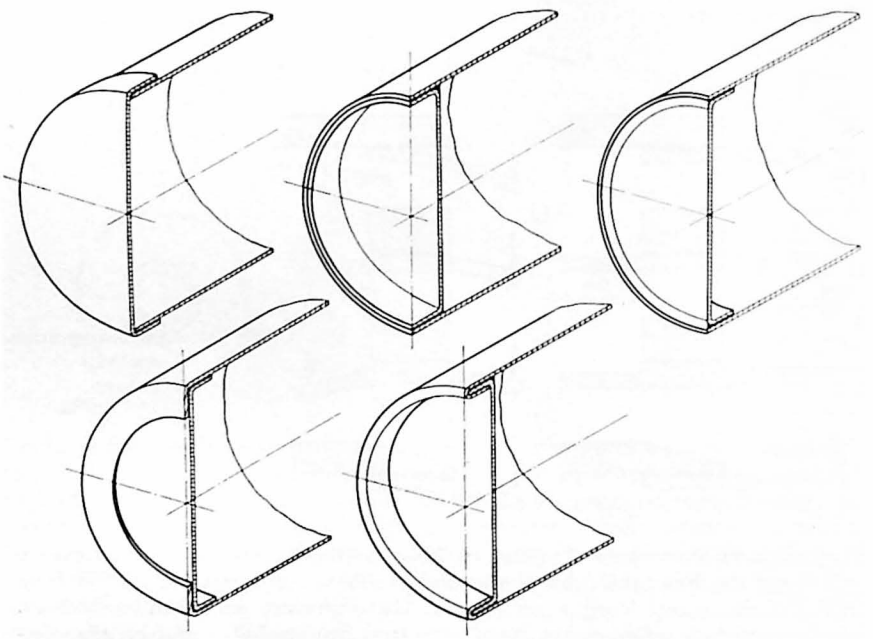


Bild 137. Eingelötete Behälterböden

Untersuchungen haben ergeben, daß sich in langen Überlapptlötungen eine Mittelzone geringer Beanspruchung bildet, die Kräfte also hauptsächlich von den Enden einer Lötung aufgenommen werden (Bild 134a). Zweckmäßig ist eine Überlappung $l = 3 \cdots 4s$ (Bild 134b), wenn s die Dicke des dünnsten Bleches am Stoß bedeutet. Der außermittige Kraftangriff in Überlapptverbindungen verursacht zusätzliche Biegebeanspruchungen. Eine *Schäftung* (Bild 134c) vermeidet die Biegebeanspruchung und ist deshalb fester.
An den Ecken einer Lötnaht konzentrieren sich infolge des Steifigkeitssprungs und durch Kerbwirkungen die Spannungen, die zum Anreißen des Lots führen können. Die Bilder 135a zeigen in bezug auf Biegebeanspruchung ungünstige Ausführungen, die Bilder 135b Möglichkeiten, die Naht vom Biegemoment zu entlasten und den Steifigkeitssprung zu verringern. In Bild 136 sind verschiedene Lötverbindungen dargestellt, die aufzeigen, wie man durch entsprechende Formgebung der Bauteile den Kraftfluß günstiger lenken bzw. die Kraftumlenkungszone elastischer gestalten kann, um die Kerbwirkungen herabzusetzen. Übliche Behälterlötungen siehe Bild 137.
Wie beim Schweißen entstehen auch beim Loten Schrumpfspannungen, die jedoch wesentlich kleiner als Schweißspannungen sind. Es bilden sich längs und quer der Naht Zugspannungen, an den Bauteilrändern jedoch Druckspannungen. Infolge der gleichmäßigen Erwärmung der Lötstelle ist mit hohen Spannungsspitzen kaum zu rechnen. Nur beim Verlöten von Werkstoffen mit unterschiedlichen Wärmedehnungen können unzulässig hohe Eigenspannungen auftreten.

2.2.3 Festigkeitsberechnung

Wie erwähnt, hängt die Festigkeit der Lötverbindungen von der Spaltbreite h ab (Bild 138); sie wird aber auch, da eine Diffusion Lot-Grundwerkstoff stattfindet, von der Festigkeit des Grundwerkstoffs beeinflußt. Aus Bild 139 geht hervor, daß die Festigkeit des reinen Lots nicht den Ausschlag gibt. Weiterhin ist nicht die absolute Breite h des Spalts entscheidend, sondern das Verhältnis h/f, wenn f die Größe der Lötfläche bedeutet. Mit einer Vergrößerung dieses Verhältnisses sinkt die Festigkeit. Das Festigkeitsoptimum ist etwa mit $f = 200 \cdots 300$ mm² zu erreichen.

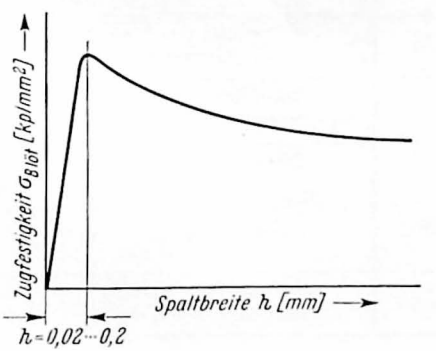
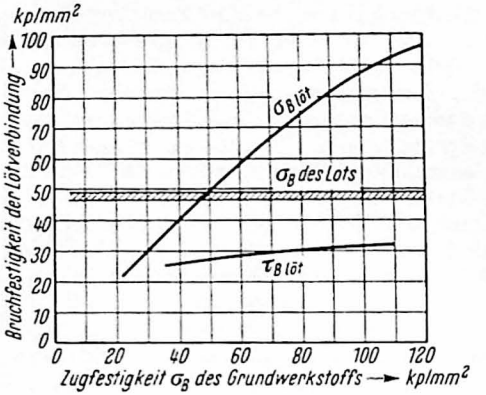


Bild 138. Zugfestigkeit $\sigma_{B\,lot}$ von gelöteten Stumpfstößen in Abhängigkeit der Spaltbreite h

Für den praktischen Gebrauch können die in Tafel 40 angegebenen Festigkeitswerte zugrundegelegt werden. Für Weichlotverbindungen gelten die angegebenen Werte nur bei kurzzeitigen Belastungen. Weichlotverbindungen verlieren nämlich mit der Zeit an Festigkeit. So ging z. B. die Scherfestigkeit von 4 kp/mm² einer Verbindung mit LSn 40 nach 100 Stunden auf 0,5 kp/mm² zurück. Verbindungen mit Blei-Zinnloten sollen daher mit nicht mehr als $\tau_{l\ddot{o}t} = 0{,}2 \cdots 0{,}3$ kp/mm² dauerbelastet werden.



$\sigma_{B\,l\ddot{o}t}$ Zugbruchfestigkeit,
$\tau_{B\,l\ddot{o}t}$ Scherbruchfestigkeit

Bild 139. Bruchfestigkeit von Verbindungen mit Silberlot

Tafel 40. Richtwerte für die Zugfestigkeit $\sigma_{B\,l\ddot{o}t}$ und Scherfestigkeit $\tau_{B\,l\ddot{o}t}$ in kp/mm² von Lötverbindungen

Lot	Grundwerkstoffe	Zugfestigkeit	Scherfestigkeit
Zinnlot LSn 40···60	Schwermetalle	3,5···4,5	2,5···3,5
Messinglot LMs	Stahl	25···35	15···25
	Schwermetalle	entspricht der Festigkeit der Grundwerkstoffe	
Kupferlot LCu	Stahl	20···30	15···22
		hängt sehr von der Paßform ab	
Silberlot LAg	Stahl	30···40	15···28
	Schwermetalle	überschreitet meistens die Zug- und Scherfestigkeit der Grundwerkstoffe	
Leichtmetallot LAlSi 13	Al-Leichtmetalle	überschreitet die Zug- und Scherfestigkeit der Grundwerkstoffe	

Die *Gestaltfestigkeit* (Schwingfestigkeit) von Lötverbindungen ist bisher wenig untersucht worden. Bei einigen Prüfungen hat sich gezeigt, daß sie 80 · · · 85% des Bauteils erreicht, bei Spalten über 0,2 mm aber nur noch rund 60%. Verbindungen mit Silberlot zeigen eine höhere Gestaltfestigkeit als solche mit Messinglot.

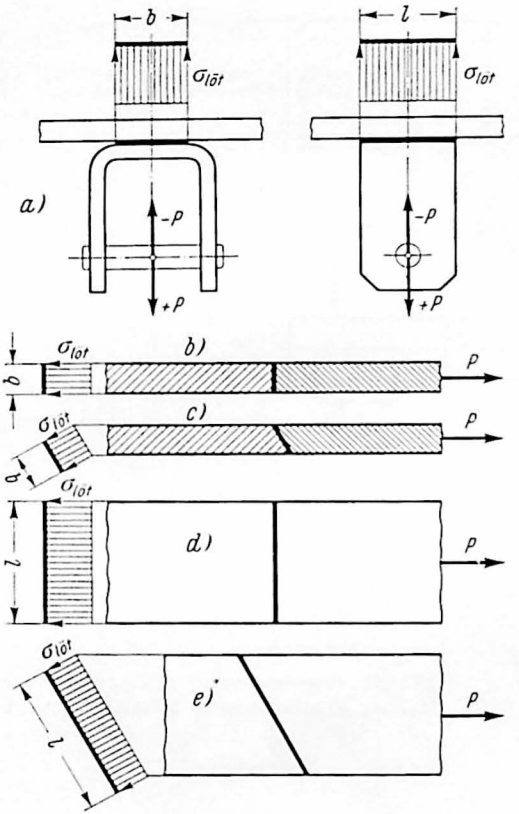


Bild 140. Zug- oder druckbeanspruchte Lötverbindungen
a) angelötete Gabel,
b) Dicken-Geradstoß,
c) Dicken-Schrägstoß,
d) Breiten-Geradstoß,
e) Breiten-Schrägstoß

Für die Festigkeitsberechnung gilt bei

1. *Zug* (Bild 140)

$$\sigma_{l\ddot{o}t} = \frac{P}{f} = \frac{P}{b\,l} \leqq \text{zul}\sigma_{l\ddot{o}t} \ [\text{kp/mm}^2], \tag{66}$$

2. *Biegung* (Bild 141a)

$$\sigma_{l\ddot{o}t} = \frac{M_b}{W} = \frac{6\,P\,l}{b\,h^2} \leqq \text{zul}\sigma_{l\ddot{o}t} \ [\text{kp/mm}^2], \tag{67}$$

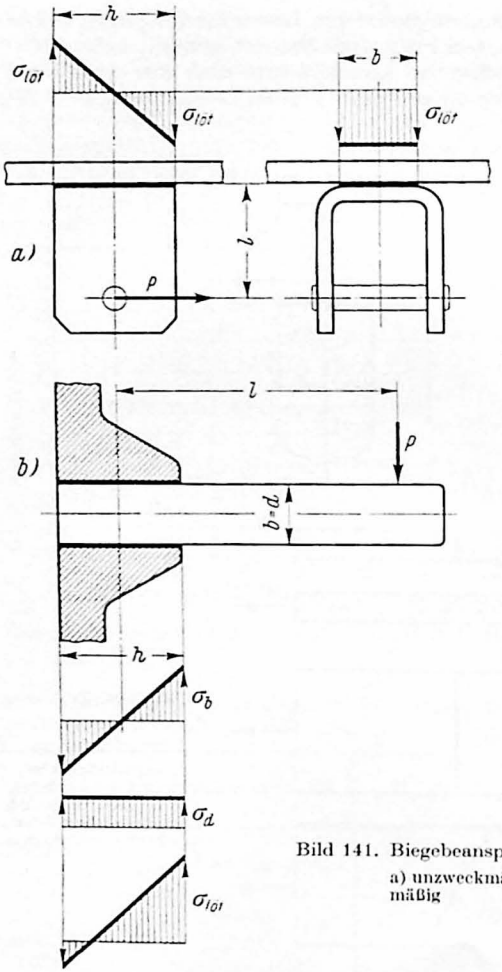


Bild 141. Biegebeanspruchte Lötverbindungen
a) unzweckmäßig, da Aufreißgefahr, b) zweckmäßig

3. *zusammengesetzter Beanspruchung* (Biegung und Druck, Bild 141b)

$$\sigma_{l\ddot{o}t} = \frac{M_b}{W} + \frac{P}{f} = \frac{6\,P\,l}{b\,h^2} + \frac{P}{b\,h} \leqq {}^{zul}\sigma_{l\ddot{o}t}\ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{68}$$

4. *Abscheren* (Bild 142)

$$\tau_{l\ddot{o}t} = \frac{P}{f} = \frac{P}{b\,l} \leqq {}^{zul}\tau_{l\ddot{o}t}\ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{69}$$

P	[kp]	die Lötstelle belastende Kraft,
M_b	[kpmm]	die Lötstelle belastendes Biegemoment,
f	[mm²]	Lötfläche,
W	[mm³]	Widerstandsmoment der Lötfläche.

Die höhere Festigkeit der Schrägstöße ist durch Einsetzen der gegenüber der Blechdicke s bzw. Blechbreite b größeren Lötflächenlänge l berücksichtigt. Genau genommen treten in Schrägstößen Normal- und Schubspannungen auf.

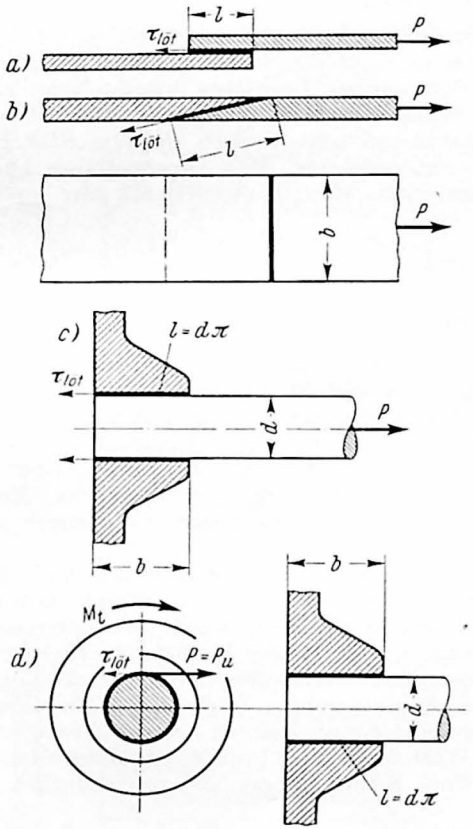


Bild 142. Scherbeanspruchte Lötverbindungen
a) Überlapptstoß,
b) Schäftung,
c) eingelöteter Zugstab,
d) aufgelötete Nabe unter Drehmoment

Behälterlötungen sind mit denselben Gleichungen zu berechnen wie die Behälterschweißungen (siehe 2.1.3). Die AD-Merkblätter B1 und B2 schreiben hierzu vor: Sicherheit gegen Zugfestigkeit $S = 4$ mit Abnahmezeugnis für den Werkstoff, $S = 4{,}5$ ohne Abnahmezeugnis für den Werkstoff. Wertigkeit der Lötnähte:

v bis 0,7 bei überlappt hartgelöteten Nähten als Normalbewertung. Die höchstzulässige Wanddicke beträgt hierbei 5 mm.

v bis 0,9 bei überlappt hartgelöteten Nähten, wenn die Überlappungsbreite mindestens das 6fache der Wanddicke beträgt. Die höchstzulässige Wanddicke bei dieser Ausführung beträgt 8 mm.

v bis 0,8 bei mit durchlaufender Lasche hergestellten Weichlötverbindungen an Kupferblech, wenn die Laschenbreite auf beiden Seiten des Stoßes mindestens das 12fache der Wanddicke beträgt. Die höchstzulässige Wanddicke beträgt hierbei 4 mm, der höchstzulässige Betriebsdruck 2 atü.

Überlappt weichgelötete Rundnähte können an Kupferblech bei mindestens 10facher Überlappungsbreite bis zu einer Wanddicke von 6 mm und bis zu $D_i p = 2500$ mmkp/cm² ausgeführt werden. Überlappt weichgelötete Längsnähte sind nicht zulässig. Die Wanddicke hartgelöteter Druckbehälter, mit Ausnahme solcher aus Reinaluminium oder ähnlich weichen Aluminiumlegierungen, darf 2 mm nicht unterschreiten. Für Druckbehälter aus den letztgenannten Werkstoffen beträgt die Mindestwanddicke 3 mm.

2.3 Klebeverbindungen

2.3.1 Kleber, Verfahren, Gestaltung

Das *Metallkleben* wurde in den angelsächsischen Ländern während des zweiten Weltkrieges für den Flugzeugbau entwickelt. Die große Haftfähigkeit bestimmter Kunstharze auf anderen Werkstoffen und die guten mechanischen Eigenschaften dieser Kunstharze führten zu einer Klebetechnik, die heute bereits weitverbreitet ist. So werden z.B. Blechwände durch Ankleben von Rippen- oder Hutblechen versteift, Flugzeugflügel, Gebläseräder, Magnetspannplatten, Abzweigdosen, Mopedrahmen, Benzintanks, Lautsprecher u. dgl. geklebt.

Mit *hochpolymeren Bindemitteln* (Klebern) können Metalle und auch Nichtmetalle geklebt werden. Gegenüber genieteten Konstruktionen bieten geklebte den Vorteil, daß ihre Querschnitte nicht durch spannungskonzentrierende Löcher geschwächt werden (ungestörter Kraftfluß!). Klebeverbindungen beeinträchtigen im Gegensatz zu Schweißverbindungen die Fügestellen nicht metallurgisch (keine Gefügeänderung!). Nachteilig ist allerdings die beträchtlich unterhalb von Niet- und Schweißnähten liegende Festigkeit der Kleber sowie deren geringe Warmfestigkeit. Eine Gegenüberstellung der Spannungskonzentration in Niet-, Schweiß- und Klebeverbindungen siehe Bild 143.

Die zahlreich im Handel erhältlichen Bindemittel basieren, wie z.B. »Redux«, auf *Phenolharzen* oder, wie z.B. »Araldit«, auf *Epoxydharzen* (letztere werden auch Aethoxilin- oder Polyaethylenoxydharze genannt). Sie gehören sämtlich zur Gruppe der *Gießharze* und härten durch einen irreversiblen (nicht umkehrbaren) Vernetzungsprozeß durch Polykondensation, Polyaddition oder Polymerisation aus. *Kaltkleber* härten unter Raumtemperatur, *Warmkleber* unter 100···200° C. Die neueren Bindemittel sind Kalt- und Warmhärter, d.h., sie lassen sich wahlweise kalt oder warm aushärten (abhängig von der Zeit). In der Regel handelt es sich um *Zweikomponentenkleber*, derem eigentlichen Kleber vor der Verarbeitung ein Härter (die zweite Komponente) beigemischt wird, der die Härtung bewerkstelligt und die Aushärtezeit bestimmt. Der Klebestoff wird je nach Zustand (flüssig, pastös, pulverisiert

oder fest) auf die Fugenflächen durch Verreiben, Bestreichen, Bestreuen oder Auflegen aufgetragen. In den Tafeln 41 und 42 sind verschiedene handelsübliche Kleber aufgeführt.

Einige Kleber scheiden beim Verketten der Moleküle (bei der Polymerisation) gasförmige Produkte aus. Wegen der hierbei stattfindenden Expansionsvorgänge muß bei derartigen Klebern während des Aushärteprozesses ein Druck auf die Klebestelle ausgeübt werden, um die Klebefuge nicht wachsen zu lassen und um die Bauteile zu fixieren.

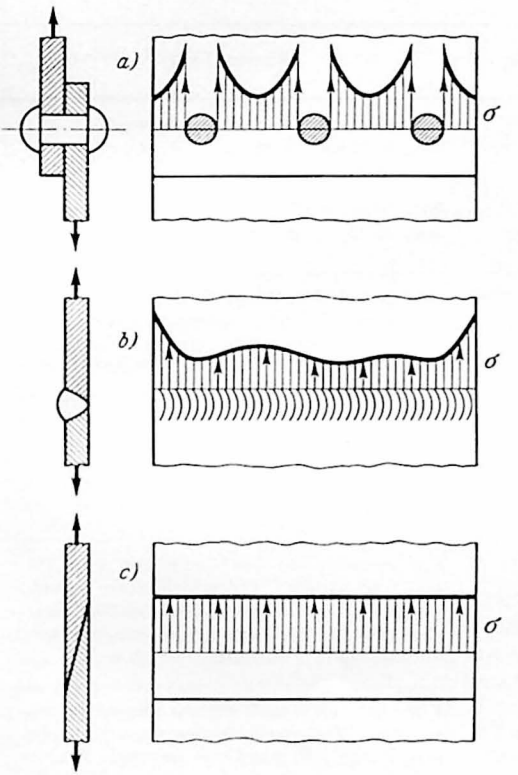


Bild 143. Spannungsverteilung in verschiedenen Verbindungen
a) Nietverbindung,
b) Schweißverbindung,
c) Klebeverbindung

Für das Aushärten der Warmkleber ist gegenüber dem der Kaltkleber ein wesentlich höherer Investitionsaufwand erforderlich (Trockenöfen, heizbare Pressen, Aushärtevorrichtungen). Es ist jedoch noch nicht möglich, auf die Warmkleber zu verzichten, da sie etwa die zwei- bis dreifache Bindefestigkeit der Kaltkleber erreichen.

Von außerordentlicher Bedeutung für die Klebegüte ist die Oberflächenbeschaffenheit der Fügestellen. Die Adhäsion (Bindung Kleber-Bauteil) beruht auf Grenzflächenreaktionen (Molekularkräften), während die Kohäsion

(Festigkeit des Klebers) eine reine innere Stoffeigenschaft ist. Grenzflächenkräfte werden nur wirksam, wenn der Haftgrund sauber, aufgerauht (geschliffen, gesandstrahlt, stahlgebürstet) und adhäsionsaktiviert (entfettet) ist. Das Aufrauhen vergrößert durch Bilden von »Mikrogebirgen« die haftende Oberfläche. Entfettet wird z. B. mit Trichloraethylen oder Tetrachlorkohlenstoff.

Tafel 41. Verschiedene Zweikomponenten-Kalt- und/oder Warmkleber der Ciba AG, Wehr/Baden

Handelsbezeichnung	Aushärtung	Anwendung
Araldit 101 (zähflüssig)	20° · · · 180° C 48h · · · 15min	Für kleinere Metallflächen, max. Fugendicke 0,5 mm.
Araldit 102 (lösungsmittelhaltig)	20° · · · 180° C 48h · · · 3min	Für Werkstoffe, von denen einer porös sein muß. Fugendicke 0,05 · · · 0,15 mm
Araldit 103 (niederviskos)	20° · · · 180° C 48h · · · 30min	Für große Metallflächen bei max. Fugendicke von 0,5 mm oder zum Ausgießen bis 3 mm (und mehr) breiter Fugen. Je nach Härter harte, mittelharte oder weiche Verbindung.
Araldit 105 (hochviskos)	20° · · · 150° C 36h · · · 10min	Spröde, geringe Allergiegefahr. Nur in Verbindungen mit Thiokol-Produkten sowie zum Ausgießen von Spalten bis 3 mm und mehr.
Araldit 106 (hochviskos)	20° · · · 150° C 12h · · · 10min	Für mittelharte Verbindungen von Metall, Keramik, vulkanisiertem Kautschuk und gehärteten Kunststoffen, ausgezeichnete Widerstandsfähigkeit gegen Schläge und Vibration.
Araldit 121 (pastös)	20° · · · 180° C 48h · · · 20min	Für große Metallflächen sowie keramische Werkstoffe untereinander oder mit Metall. Fugendicke je nach Härter 0,1 · · · 3 mm. Elektrisch gut isolierend.
Araldit 123 B (pastös)	20° · · · 180° C 48h · · · 5min	Wie Araldit 121, je nach Härter mittelharte oder weiche Verbindung, einfärbbar.
Araldit I (pulver- oder stangenförmig)	130° · · · 200° C 10h · · · 10min	Für hochwertige Metallverbindungen. Fugendicke 0,05 · · · 0,2 mm.

Tafel 42. Einige zum Metallkleben geeignete Bindemittel

Bezeichnung	Komp.	Hersteller	Aushärtung
UHU-plus	2	UHU-Werk, Bühl/Baden	20° · · · 180° C 20h · · · 20min
Pattex	1, 2	Henkel & Cie, Düsseldorf	20° C 20min
Metallon E, K	2	„	150° C 0,5 · · · 2,5h
Agomet A, E, L, U, AB, M, R	2	Atlas-Ago GmbH, Wolfgang b. Hanau/M.	20° C 30 · · · 40min
Sicomet 85, V	1, 2	Sichelwerke Hannover-Limmer	20° · · · 40° C 24h
Redux 775	1	Ciba AG, Wehr/Baden	150° C 0,5h
Tegofilm M XII	1	Th. Goldschmidt AG, Essen	150° C 0,5h

Die Beständigkeit der einzelnen Kleber gegen Flüssigkeiten ist recht unterschiedlich. Benzin ist praktisch wirkungslos, während Wasser die Festigkeit erheblich senken kann. Seewasser zerstört den Klebefilm. Je nach Klebstoff ist Beständigkeit gegen Öle, Säuren, Laugen und Lösungsmittel gegeben.
Die Gestalt der Klebeverbindungen ist weitgehend der von Lötverbindungen ähnlich (einige Beispiele siehe Bild 144). Stumpfstöße sind völlig ungeeignet. Die Bindefestigkeit steigt mit zunehmender Metallfestigkeit und hängt von der Größe der Klebefläche ab. Bild 145 veranschaulicht die Zugspannungsverteilung in den Bauteilquerschnitten einer einfach überlappten und einer geschäfteten Klebeverbindung. Da Spannung und Dehnung proportional sind, entsteht in der Klebefuge nach Bild 145a eine Dehnungsdifferenz zwischen oberem und unterem Blech. Sie kann so groß werden, daß sie die Dehnungsfähigkeit des Klebers überschreitet (Bruch!). Daran liegt es, daß die Festigkeit der Klebestelle mit abnehmender Überlappung l zunimmt. Bei der *Schäftung* (Bild 145b) oder bei der *zugespitzten Überlappung* (Bild 145c) liegen die Verhältnisse günstiger, weil die Dehnung beider Bauteile annähernd gleichbleibt. Die Überlappung soll im allgemeinen so groß sein, daß Bauteile und Klebefuge die gleiche Bruchlast erfordern. Daraus ergibt sich eine optimale Überlappungslänge $l = 15 \cdots 20s$ für Kaltkleber, und $l = 10 \cdots 15s$ für Warmkleber. Klebeverbindungen sind gegen Schälkräfte (Bild 146), die das Bindemittel auf Biegung beanspruchen, sehr empfindlich, und derartige Beanspruchungen sind zu vermeiden. Falls dies in einzelnen

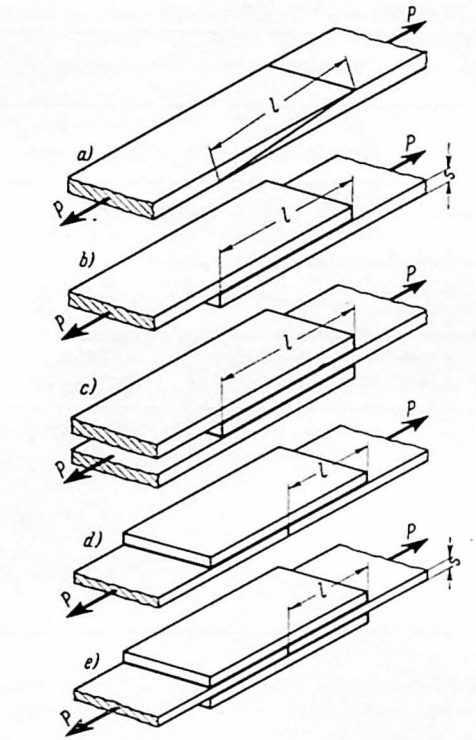


Bild 144. Klebeverbindungen
a) Schäftung,
b) Einfachüberlappung,
c) Doppelüberlappung,
d) Einfachlaschung,
e) Doppellaschung

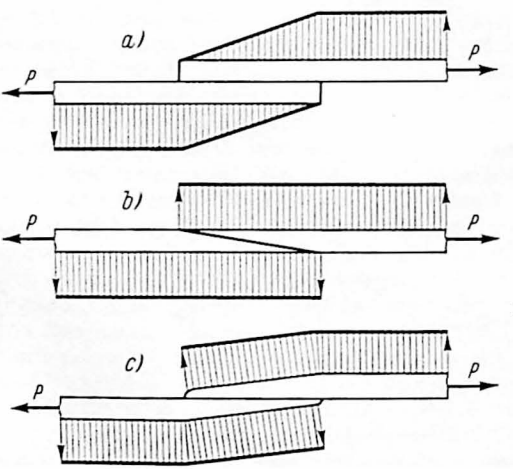


Bild 145. Theoretischer Verlauf der Zugspannung längs der Bauteile in Klebeverbindungen
a) Einfachüberlappung,
b) Schäftung,
c) zugeschärfte Überlappung

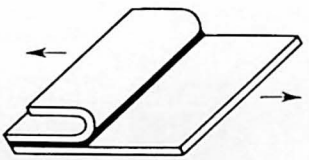


Bild 146. Schälbeanspruchung einer Klebefuge

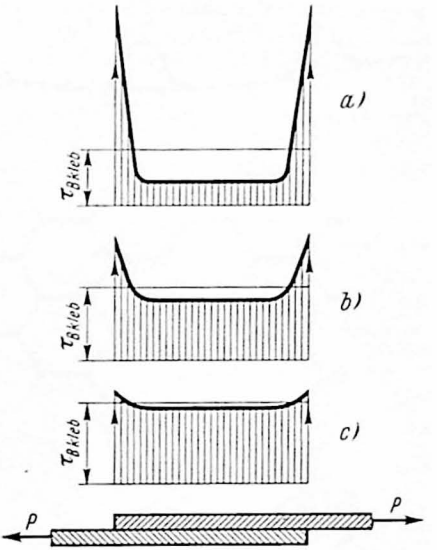


Bild 147. Verteilung der Zugscherspannungen und Zunahme der Zugscherfestigkeit mit zunehmender Betriebstemperatur
a) z. B. bei −40 °C, b) z. B. bei +20 °C, c) Optimum z. B. bei +50 °C

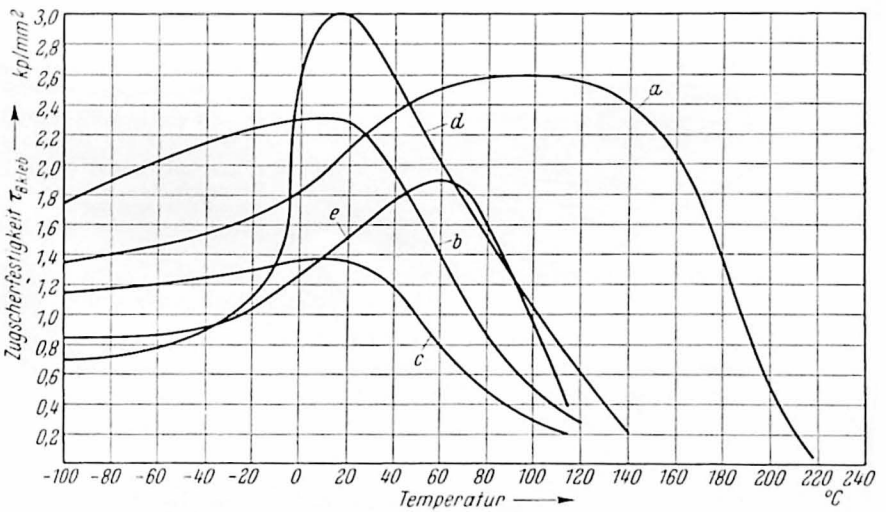


Bild 148. Zugscherfestigkeit einiger Bindemittel in Abhängigkeit der Betriebstemperatur
a Araldit I, *b* Redux 775, *c* Araldit 123 B, *d* Agomet E, *e* Agomet R

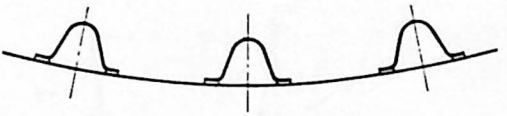


Bild 149. Durch aufgeklebte Hutprofile versteiftes Blech

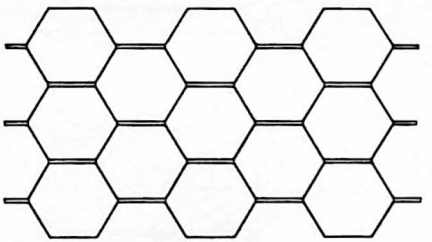


Bild 150. Geklebtes Wabenprofil einer Leichtbauplatte

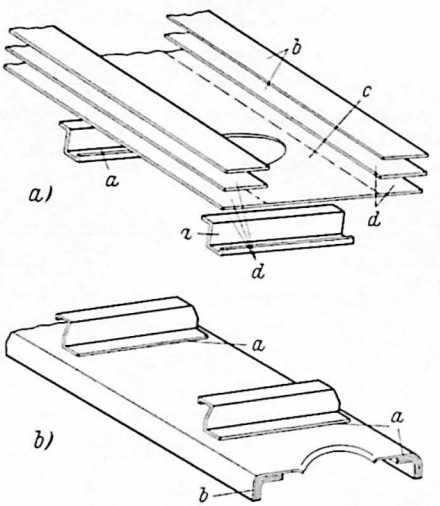


Bild 151. Geklebter Tragflächenholm eines Flugzeuges

a) vor dem Kleben (*a* Stegversteifungen, *b* Gurtplatten, *c* Stegblech, *d* Klebeflächen), b) nach dem Kleben (*a* mit Redux geklebt, *b* nach dem Kleben gebogene Gurte)

Fällen nicht möglich sein sollte, muß das Überlappungsende durch zusätzliche Schweißpunkte oder Niete geschützt werden. Die Klebefuge wird in der Regel auf *Zugscherbeanspruchung* (Bild 144) konstruiert. Die höchste Festigkeit wird mit einer Klebschichtdicke von 0,1 · · · 0,3 mm erreicht; bei 1 mm Klebschichtdicke beträgt die Festigkeit nur noch etwa 60%.

Unter höheren Betriebstemperaturen erleidet die Bindefestigkeit erhebliche Einbußen, und zwar die Kaltkleber in höherem Maße als die Warmkleber. Dadurch wird der Einsatz von Klebeverbindungen eingeschränkt. Bei 300° C ist die Beständigkeit der für Metallkleber geeigneten Kunststoffe erschöpft.

Spannungsspitzen in der Klebeschicht bauen sich mit wachsender Temperatur ab (Bild 147), weil der Elastizitätsmodul sinkt. Der Abstieg endet mit dem Spannungsausgleich (Bild 147c). Die Zugscherfestigkeit in Abhängigkeit der Betriebstemperatur ist in Bild 148 veranschaulicht.
Bei Schwingbeanspruchung zeigt sich unabhängig von der Überlappungslänge und von der Schnittzahl der Verbindungen eine Wechselfestigkeit $\tau_{W\,kleb} \approx 0{,}3\tau_{B\,kleb}$, wenn $\tau_{B\,kleb}$ die Bruchfestigkeit der jeweiligen Klebefuge bedeutet.

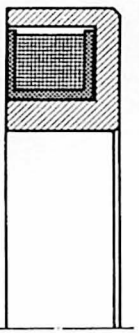


Bild 152. In einen Magnetkörper geklebtes Kunststoff-Spulengehäuse (*Pintsch Bamag AG*)

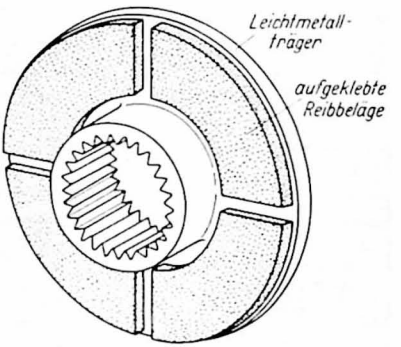


Bild 153. Auf einen Leichtmetallträger geklebte Reibbeläge aus Kunstharzpreßstoff (*Pintsch Bamag AG*)

Bild 149 zeigt aufgeklebte Hutprofile als Blechversteifungen, Bild 150 ein geklebtes Wabenprofil für eine Ganzmetall-Leichtbauplatte, Bild 151 den geklebten Tragflächenholm eines Flugzeuges, Bild 152 das aus einem thermoplastischen Kunststoff (Makrolon der Bayer-Werke) bestehende Spulengehäuse einer elektromagnetischen Kupplung, das in den Magneten geklebt ist, und Bild 153 die auf den Leichtmetallträger einer Scheiben-Federbremse geklebten Reibbeläge, die früher aufgenietet wurden.

2.3.2 Festigkeitsberechnung

Wie erwähnt, sind Klebeverbindungen meistens *zugscherbeansprucht* (Bild 144). Wenn Bauteile und Klebefuge bei gleicher Last brechen sollen, gilt:

$$\sigma_B\, b\, s = \tau_{B\,kleb}\, l\, b \ \text{[kp]}; \tag{70.1}$$

daraus die erforderliche Überlappungslänge

$$l = s\,\frac{\sigma_B}{\tau_{B\,kleb}} \ \text{[mm]}, \tag{70.2}$$

σ_B [kp/mm²]	Zugfestigkeit des Bauteilwerkstoffs,
$\tau_{B\,kleb}$ [kp/mm²]	Zugscherfestigkeit der Klebefuge (aus Bild 148 oder Tafel 43),
b [mm]	Breite des Bauteils = Breite der Klebefuge,
s [mm]	Bauteildicke,
l [mm]	Länge der Klebefuge.

Liegt *Zugbeanspruchung* vor (Bild 154), dann ist sinngemäß zu setzen:

$$\sigma_B F = \sigma_{B\,kleb} f \text{ [kp]}, \tag{71}$$

$\sigma_{B\,kleb}$ [kp/mm²]	Zugfestigkeit der Klebefuge,
F [mm²]	zugbeanspruchter Bauteilquerschnitt,
f [mm²]	Fläche der Klebefuge.

Braucht die Belastbarkeit der Klebeverbindung nicht so hoch zu sein, so ist die Klebefuge entspr. kleiner zu halten.

Tafel 43. Anhaltswerte für die Bindefestigkeit von Klebeverbindungen (aufgestellt vom Institut für Werkstoffkunde der TH Hannover) *a* ungefährer Bereich, *b* Überschlagswert für einschnittige Verbindungen, *c* Überschlagswert für zweischnittige Verbindungen, *d* Überschlagswert

Festigkeitsart	Wertgruppe	Kaltkleber	Warmkleber
Zugscherfestigkeit $\tau_{B\,kleb}$ (ruhend)	a	0,3 · · · 2	0,8 · · · 5
	b	0,4	1,5
	c	0,8	2,5
Zugscher-Wechselfestigkeit $\tau_{W\,kleb}$ (wechselnd)	a	0,05 · · · 0,4	0,2 · · · 0,8
	b	0,1	0,3
	c	0,2	0,6
Zugfestigkeit $\sigma_{B\,kleb}$ (ruhend)	a	3 · · · 5	5 · · · 9
	d	4	7

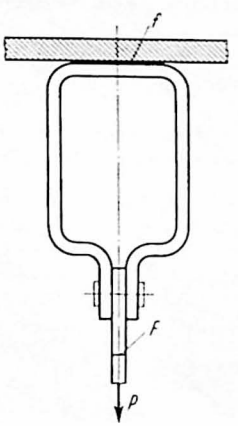


Bild 154. Zugbeanspruchte Klebeverbindung

Da die Bindefestigkeiten $\tau_{B\,kleb}$ und $\sigma_{B\,kleb}$ wegen der vielen beeinflussenden Faktoren erheblich streuen, ist die Berechnung nur als Anhalt für die Bemessung zu betrachten, und mit wichtigen Verbindungen sind Vorversuche unerläßlich. In derartigen Fällen sollte man sich von der Klebstoffindustrie beraten lassen.

2.4 Nietverbindungen

2.4.1 Herstellung, Schnittzahl, Gestaltung

Nietverbindungen sind sicher und rüttelfest. Sie werden jedoch mehr und mehr von Schweißverbindungen verdrängt, weil Schweißkonstruktionen eine einfachere Gestalt erhalten können und nicht durch spannungskonzentrierende Löcher geschwächt werden müssen (siehe Bild 143). Die Bauteile der Nietverbindungen werden jedoch durch den Fügeprozeß nicht metallurgisch beeinflußt, und in ihnen treten keine unkontrollierbaren Spannungen auf. Sie verziehen sich deshalb weniger als Schweißteile. Nietverbindungen lassen sich einfach und verhältnismäßig billig herstellen, wenn die Bauteile nicht zu kompliziert sind. Im Leichtmetallbau herrschen die Nietverbindungen auch heute noch vor, während man im Kessel- und Druckbehälterbau fast ausschließlich zum Schweißen übergegangen ist.

Ein *Rohniet* besteht aus dem *Schaft* und dem angestauchten Kopf, dem sog. *Setzkopf*. Die im Kessel-, Stahl- und Maschinenbau üblichen Niete zeigt Bild 155. Bevorzugt wird allgemein der *Halbrundkopf*, während andere Kopfformen nur in Sonderfällen angewendet werden. Die Niete bestehen für Stahlbauteile aus zähem Flußstahl MU St 34, MR St 34 oder TU St 34, zum Verbinden hochfester Bauteile auch aus MR St 44. Um Lockerungs- und Korrosionsgefahr zu vermeiden, sollen Niet und Bauteil grundsätzlich aus gleichem oder artgleichem Werkstoff bestehen, also z. B. Leichtmetallteile nur mit Leichtmetallniete verbunden werden. Würden sich nämlich die Niete unter Wärmeeinwirkung mehr als die verbundenen Teile dehnen, dann lockert sich die Verbindung. Verschiedenartige Werkstoffe bilden zusammen bekanntlich ein Thermoelement, dessen elektrochemische Wirkung Korrosion hervorruft. Werkstoffe für Nichteisenmetallniete sind: Cu, Ms, Al, AlCuMg, AlMg 5 u. dgl.

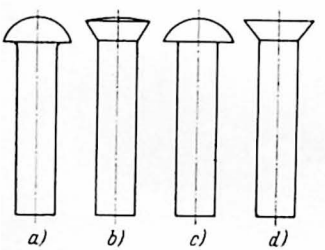


Bild 155. Gebräuchliche Niete
a) Halbrundniet für Kessel- und Stahlbau,
b) Senkniet für Kessel- und Stahlbau,
c) Halbrundniet für Maschinenbau,
d) Senkniet für Maschinenbau

Die *Nietlöcher* werden gebohrt oder gestanzt, gestanzte zweckmäßigerweise nachgebohrt oder nachgerieben, um Haarrißbildungen, die Ursache zu einem Bruch werden können, zu beseitigen. Im Brücken-, Stahl- und Kesselbau ist das Stanzen von Nietlöchern nicht gestattet. Die Lochränder müssen angesenkt werden (Bild 156), um einen guten Übergang zwischen Schaft und Kopf am geschlagenen Niet zu gewährleisten.

Stahlniete unter $d = 10$ mm und alle *Nichteisenmetallniete* werden kalt geschlossen, Stahlniete ab $d = 10$ mm warm, und zwar nach Erwärmen auf

Hellrotglut (ca. 1000° C). Der Setzkopf wird hierbei mit einem *Gegenhalter* gestützt und der Niet mit einem *Kopfmacher* (auch Schellhammer oder Döpper genannt) unter gleichmäßigem Druck auf einer Nietmaschine oder unter Schlägen mit einem Preßlufthammer geschlossen (Bild 157). Beim Maschinennieten findet ein gleichmäßiges, ununterbrochenes Prägen statt, das den Niet auf der ganzen Länge staucht, so daß dieser das Loch besser ausfüllt als beim Hammernieten (Bild 158). Es gibt auch Nietmaschinen, die an kopflosen Nietbolzen beide Köpfe schließen. *Nietfehler* (Bild 159) führen zu un-

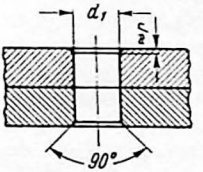


Bild 156. Ausbildung der Nietlöcher

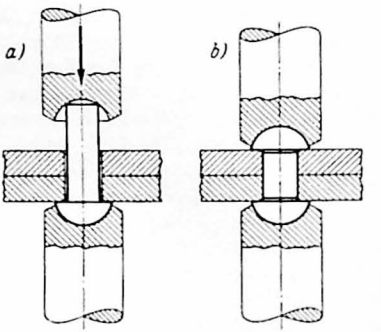


Bild 157. Schließen eines Halbrundniets
a) vor dem Schließen,
b) nach dem Schließen

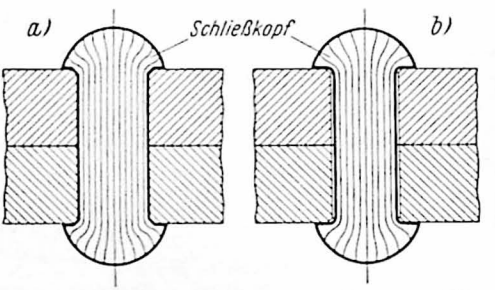


Bild 158. Faserverlauf in einem geschlossenen Niet
a) maschinengenietet, b) hammergenietet

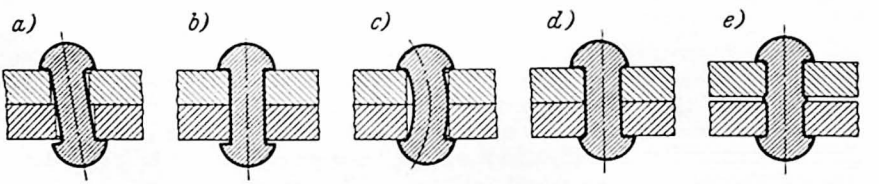


Bild 159. Fehlerhafte Nietungen
a) nichtfluchtende Löcher, b) fehlende Ansenkung, c) Nietloch zu groß, d) Köpfe versetzt, e) Bauteile klaffen

sicheren Verbindungen. Bleche werden vor dem Nieten mit einem sog. Nietenzieher (Blechschließer) nach Bild 160 aufeinandergetrieben, damit sie nicht klaffen.

Warmniete schrumpfen beim Erkalten und pressen die verbundenen Teile kräftig aufeinander, und sie schaffen feste, hochbeanspruchbare Verbindungen. Bei diesem Schrumpfen wird der Nietschaft erheblich gespannt und zugbeansprucht. Da die Schrumpfspannung der Nietlänge proportional ist, soll die *Klemmlänge* $\Sigma s \leqq 4d$ sein (Bild 161). In den betr. Normen über Niete sind die jeweils erforderlichen Längen l angegeben. Für den Kopf wird eine Schaftlänge von etwa $1{,}5 \cdots 1{,}7d$ für Halbrundniete, und $0{,}5 \cdots 0{,}7d$ für Senkniete benötigt. Da ein Warmniet auch quer schrumpft, entsteht zwischen Lochwand und Schaft ein unerwünschtes Spiel.

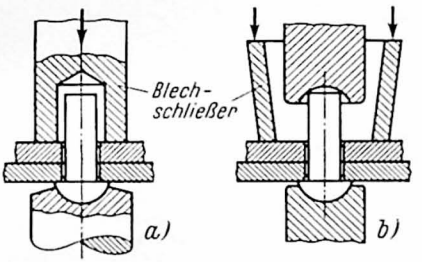


Bild 160. Schließen der Bleche mit einem Nietenzieher
a) bei Handnietung, b) bei Maschinennietung

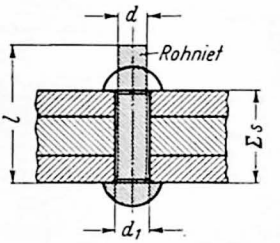


Bild 161. Klemmlänge Σs und Rohnietlänge l

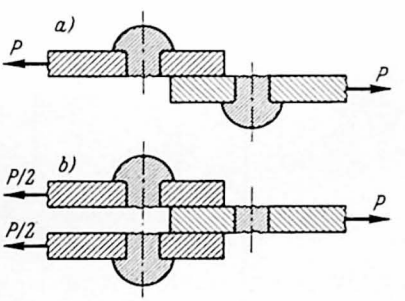


Bild 162. Gewaltsam zerstörte Nietverbindungen
a) einschnittig, b) zweischnittig

Zerstört man eine Verbindung gewaltsam (Bild 162), dann zerschneiden die Bauteile den Nietschaft. Nach der Zahl der Schnitte kennt man ein- und mehrschnittige, allgemein *m-schnittige* Nietverbindungen. Nach der Lage der Bleche oder Bauteile am Stoß unterscheidet man *Überlappt-*, *Einfach-* und *Doppellaschennietungen* (Bild 163) in *Ketten-* oder *Zickzacknähten* (Bild 164).

Wegen ihres kleineren Reihenabstandes sind gleichwertige Zickzacknähte schmaler als Kettennähte.

Einseitige Laschennietungen und Überlapptnietungen werden durch die Zugkraft P zusäztlich gebogen (Bild 165). Dem wirkt die Reibhemmung entgegen, weil die Blechoberflächen beim Biegen aufeinander gleiten wollen. Dadurch ist die Biegespannung kleiner, als sich rechnerisch aus dem Moment Ps ergibt. Bei Doppellaschennietungen muß damit gerechnet werden, daß die verbundenen Bleche infolge von Dickenabweichungen (zulässigen Toleranzen) nicht genau gleichdick sind. Die Laschen pressen daher das dünnere Blech weniger stark und senken die durch das Schrumpfen der Warmniete erzeugte Reibhemmung.

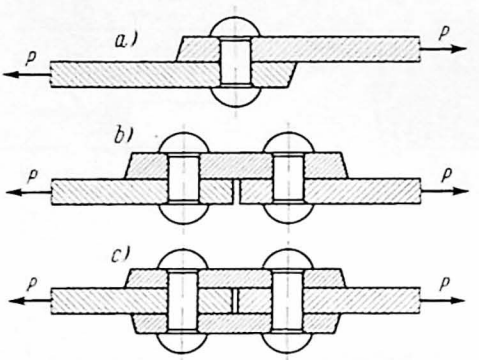


Bild 163. Stoßarten
a) Überlapptnietung,
b) einfache Laschennitung,
c) doppelte Laschennietung

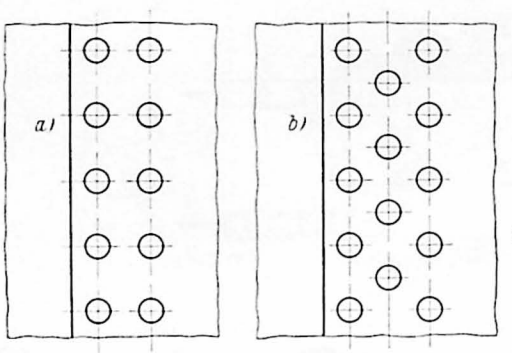


Bild 164. Nahtarten
a) Kettennaht,
b) Zickzacknaht

In den Festigkeitsberechnungen wird vorausgesetzt, daß jeder Niet gleichhoch an der Kraftübertragung beteiligt ist. Anstelle des betr. Blechteiles kann man sich um jeden Niet ein Band geschlungen denken, in welchem der Kraftanteil P_b wirkt. Aus Bild 166 geht hervor, daß der Blechquerschnitt 1–1 die volle Zugkraft $P = 8P_b$ aufzunehmen hat, der Querschnitt 2–2 nur $6P_b$, und der Querschnitt 3–3 sogar nur $2P_b$. Das Blech wird demzufolge in der

jeweils ersten Nietreihe am stärksten gedehnt. Die durch das Schrumpfen der Warmniete erzeugte Reibhemmung wird also in den jeweils letzten Reihen am wenigsten zur Kraftübertragung ausgenutzt (Bauteildehnung dort am geringsten). Aus diesem Grunde ordnet man meistens nicht mehr als drei oder vier Nietreihen an (zulässig sind fünf Reihen).

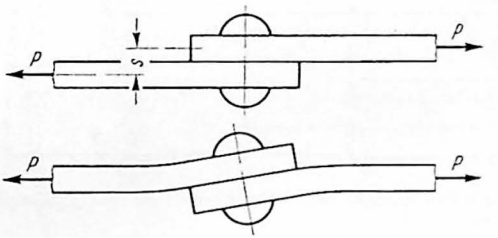


Bild 165. Biegebeanspruchung einer Überlapptnietung

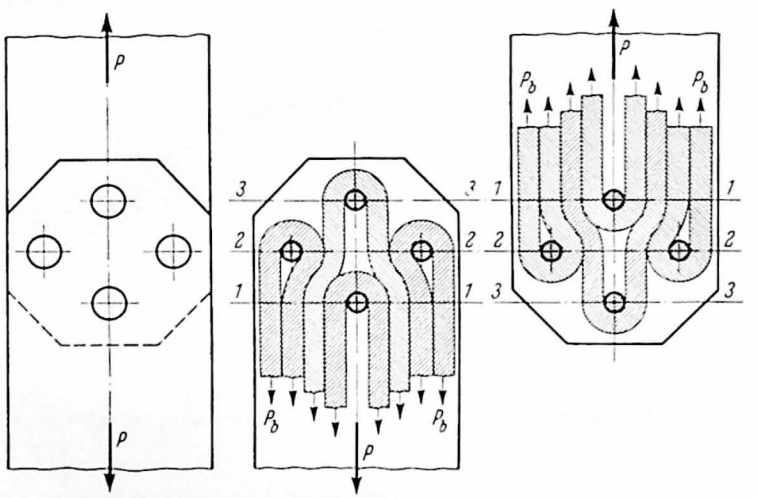


Bild 166. Kraftverhältnisse in einer mehrreihigen Nietverbindung

2.4.2 Nietverbindungen im Kessel- und Druckbehälterbau

Da Kessel und Druckbehälter heute kaum noch genietet werden, wird auf diese nur kurz eingegangen. Nach den Dampfkessel-Bestimmungen (Werkstoff- und Bauvorschriften für Dampfkessel) dürfen Nietverbindungen nur bis zu solchen Wandtemperaturen angewendet werden, bei denen ihre Eigenschaften nicht nachteilig beeinflußt werden (z. B. Lockerungsgefahr infolge zu hoher Dehnung).

Wie die Mäntel der geschweißten Kessel und Druckbehälter (siehe 2.1.3) bestehen auch die genieteten aus rund gebogenen Blechen. Bei geringeren Drücken werden die Bleche überlappt, bei größeren stumpf aneinanderliegend

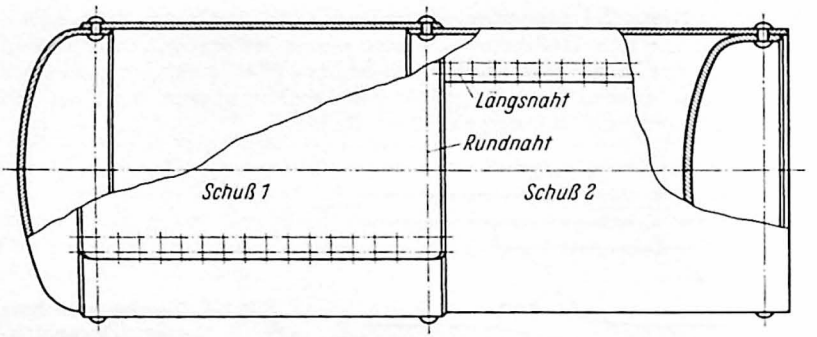


Bild 167. Grundsätzlicher Aufbau eines Kessels oder Druckbehälters mit ein- und zweireihiger Überlapptnietung

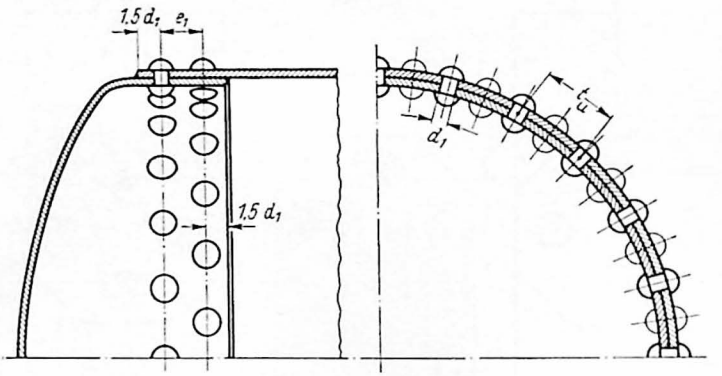


Bild 168. Mit zweireihiger Überlapptnaht in den Mantel genieteter Boden

mit Decklaschen vernietet. Bild 167 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines in den Längsnähten zweireihig und in den Rundnähten einreihig überlappt genieteten Druckbehälters. Die Böden, meist gewölbt und gekrempt, werden überlappt (Bild 168) oder gelascht in die Mäntel genietet. An der Stoßstelle Längsnaht-Rundnaht muß das in der Überlappung liegende Mittelblech zugeschärft werden (Bild 169). Die Stoßausbildung zwischen einer Überlappt- und einer Doppellaschennietung zeigt Bild 170. Überlappt genietete und einseitig gelaschte Längsnähte dürfen nur Mäntel von $D_a \leqq 750$ mm bei maximal 5 atü Betriebsdruck erhalten. Die kleinstzulässige Wanddicke von Dampfkesseln beträgt 7 mm. Überschreitet die errechnete Wanddicke 17,5 mm, dann müssen die Rundnähte zweireihig genietet werden. Überschreitet sie 12,5 mm, dann sind die mittleren Rundnähte (Stoß zweier Schüsse) zweireihig zu nieten. Einfachlaschen sollen mindestens 3 mm dicker als der Kesselmantel sein.

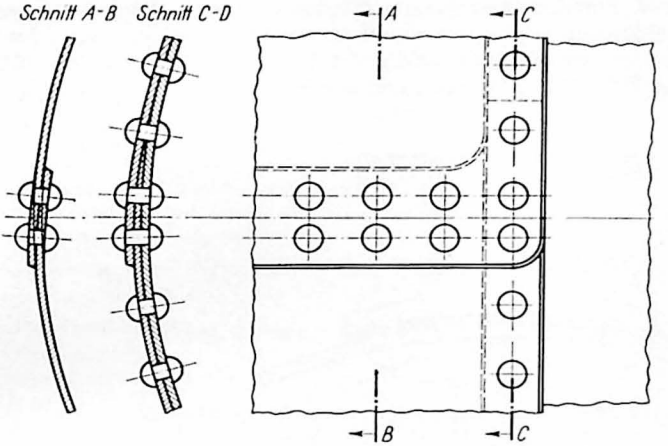


Bild 169. Stoßausbildung zwischen Längs- und Rundnaht

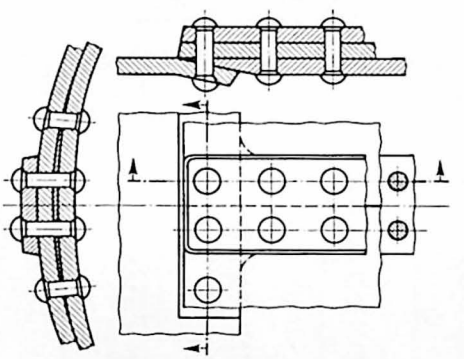


Bild 170. Vierplattenstoß zwischen Überlappt- und Doppellaschennietung

Zur Erzielung einer genügenden Dichtwirkung müssen die Blechkanten und die Nietköpfe möglichst von innen und außen *verstemmt* werden, d.h. mit einem Stemmeißel auf das Gegenblech getrieben werden. Unter $15 \cdots 20°$ abgeschrägte Blechkanten erleichtern das Verstemmen. Bei Doppellaschennietung sind die Stemmkanten so zu legen, daß sie nicht unmittelbar einander gegenüberliegen (siehe Bild 163c). Die Nietlaschen müssen aus einem Werkstoff derselben Güte bestehen wie die Mantelbleche. Bleche unter 5 mm Dicke und Teile aus spröden Stoffen, wie Grauguß, lassen sich nicht verstemmen; sie müssen durch Zwischenlegen von Dichtungsmaterial oder von weicheren Stemmblechen gedichtet werden (Bild 171).
Zur Gewährleistung der Dichtwirkung soll der Abstand von Niet zu Niet $3{,}5d_1$ nicht überschreiten, und zur einwandfreien Kopfbildung $2{,}5d_1$ nicht

unterschreiten (d_1 Durchmesser des geschlagenen Niets = Lochdurchmesser). Damit die Blechkanten wirksam verstemmt werden können (damit sie nicht klaffen können), ist der Randabstand auf $1{,}5 \cdots 2d_1$ zu beschränken (übliche Nietnähte siehe Bild 172, Abmessungen der Kesselniete Tafel 44).

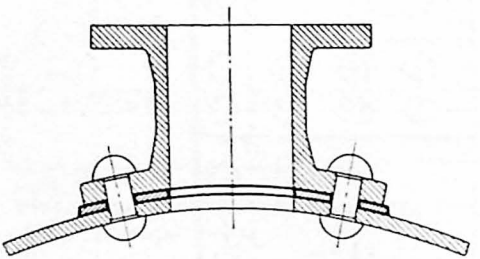
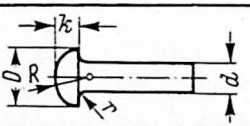


Bild 171. Mit einem Stemmblech aufgenieteter Graugußflansch

Tafel 44. Abmessungen in mm der Halbrundniete DIN 123 für den Kesselbau



d_1 Durchmesser des geschlagenen Niets

d	d_1	D	k	$\approx R$	r
10	11	18	7	9,5	1
12	13	22	9	11	1,6
14	15	25	10	13	1,6
16	17	28	11,5	14,5	2
18	19	32	13	16,5	2
20	21	36	14	18,5	2
22	23	40	16	20,5	2
24	25	43	17	22	2,5
27	28	48	19	24,5	2,5
30	31	53	21	27	3
33	34	58	23	30	3
36	37	64	25	33	4

Die *Mindestwanddicken s der Schüsse und Böden* sind mit den Gleichungen zu errechnen, die auch für geschweißte Kessel und Druckbehälter gelten (Gleichungen $31 \cdots 39$). Werkstoffe und Festigkeitskennwerte siehe Tafeln $13 \cdots 20$, Berechnungstemperaturen Tafel 21, Anwendung der Werkstoffe Tafel 23, Sicherheitsbeiwerte Tafel 45. Der Verschwächungswert v für Nietnähte ist das Verhältnis des durch die Nietlöcher geschwächten Querschnitts zum Vollquerschnitt des betr. Blechs (siehe auch Gleichungen 30.2 und 30.3 sowie Bild 65b). Danach ist bei gleichmäßiger Teilung

in *Längsrichtung*

$$v = \frac{t_l - d_1}{t_l}, \tag{72.1}$$

in *Umfangsrichtung*

$$v = 2\,\frac{t_u - d_1}{t_u}, \tag{72.2}$$

t_l [mm] Nietlochteilung in Längsrichtung,
t_u [mm] Nietlochteilung in Umfangsrichtung,
d_1 [mm] Nietlochdurchmesser.

Näheres hierzu siehe Wertigkeit v und Verschwächungswert v unter 2.1.3.

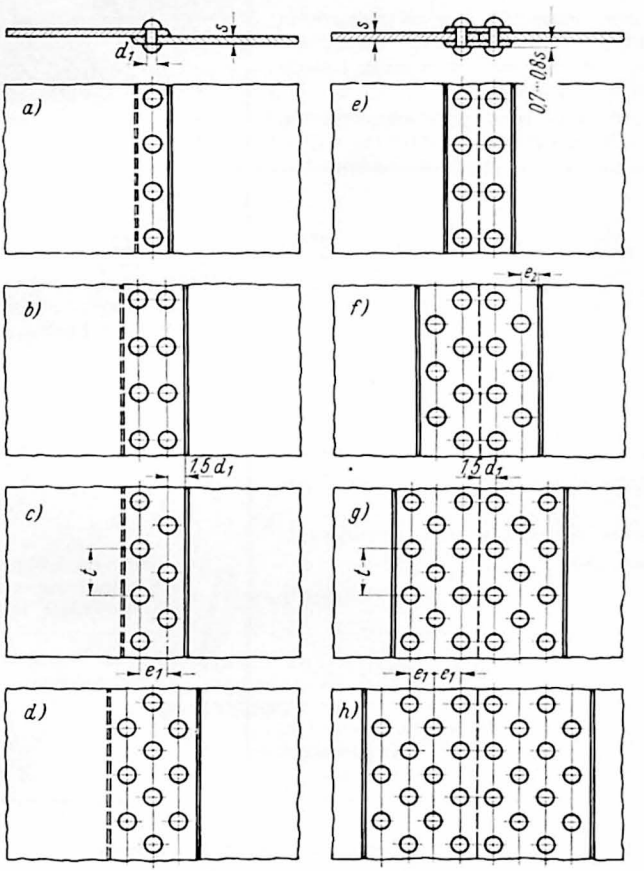


Bild 172. Gebräuchliche Kesselnietungen
a) einreihige Überlapptnietung, b) zweireihige Überlapptnietung, c) zweireihige Zickzack-Überlapptnietung, d) dreireihige Zickzack-Überlapptnietung, e) einreihige Doppellaschennietung, f) zweireihige Zickzack-Doppellaschennietung, g) dreireihige Zickzack-Doppellaschennietung, h) vierreihige Zickzack-Doppellaschennietung

Tafel 45. Sicherheitsbeiwerte S für genietete Kessel und Druckbehälter (nach Dampfkessel-Bestimmungen und AD-Merkblättern)

	Teil, Nahtart	Stahl		Stahlguß
		Land- und Binnenschiffskessel	Seeschiffskessel	
Dampfkessel	Schüsse mit mehrreihig doppeltgelaschten Niehtnähten	1,5	1,7	2,0
	Schüsse mit einreihig doppeltgelaschten Nietnähten oder zweireihig doppeltgelaschten Nietnähten, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist	1,65	1,85	—
	Schüsse mit überlappt oder einseitig gelaschten Nietnähten	1,8	2,0	—
Druckbehälter	mit bekannter Streckgrenze	mit Abnahmezeugnis DIN 50049	ohne Abnahmezeugnis DIN 50049	
		Sicherheit gegen Streckgrenze bzw. 100000-h-Festigkeit		
	Unlegierter und legierter Stahl			
	Einreihig doppeltgelaschte Nietnähte oder zweireihig doppeltgelaschte Nietnähte, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist	1,65	2,0	
	Überlappt oder einseitig gelaschte Nietnähte	1,8	2,2	
	Nichteisenmetalle und deren Legierungen			
	Alle Nietnähte	vorerst vereinbaren in Verbindung mit AD-Merkblatt W6		
	ohne bekannte Streckgrenze	Sicherheit gegen Zugfestigkeit		
	Genietete Behälter aus Reinaluminium, Aluminiumlegierungen, Kupfer, Kupferlegierungen einschl. Walz- und Gußbronze	4,0	4,5	

Durch das axiale Schrumpfen des Nietschaftes beim Erkalten werden die Bleche stark zusammengepreßt. Die von einem Niet erzeugte Haftkraft nennt man *Gleitgrenze*, weil die Bleche bei Aufwendung dieser Kraft ins Gleiten geraten, wie Bild 173 veranschaulicht. Nach Überwindung des durch Querschrumpfung entstandenen Spiels legt sich der Niet gegen die Loch-

wände und wird dann auf Abscheren beansprucht. Naturgemäß ist die Gleitgrenze dem Nietquerschnitt proportional. Zur Erhaltung der Dichtheit darf die Gleitgrenze im Betrieb nicht erreicht werden. Bezeichnet man die Betriebsbeanspruchung je Flächeneinheit des Nietquerschnitts als *Gleitbeanspruchung* k_n, dann gilt unter der Voraussetzung, daß alle Niete gleich tragen,

für *Längsnähte*

$$k_n = \frac{(D_1 + s)\, p\, t_l}{200\, m\, n\, f_1} \leqq \text{zul}k_n \ [\text{kp/mm}^2], \tag{73}$$

für *Rundnähte*

$$k_n = \frac{(D_1 + s)\, p\, t_u}{400\, m\, n\, f_1} \leqq \text{zul}k_n \ [\text{kp/mm}^2], \tag{74}$$

D_1	[mm]	innerer Manteldurchmesser,
p	[kp/cm²]	höchstzulässiger Betriebsüberdruck,
m		Schnittzahl der Nietverbindung,
n		Nietzahl in der Berechnungsteilung (Bild 174),
f_1	[mm²]	Querschnitt des geschlagenen Niets.

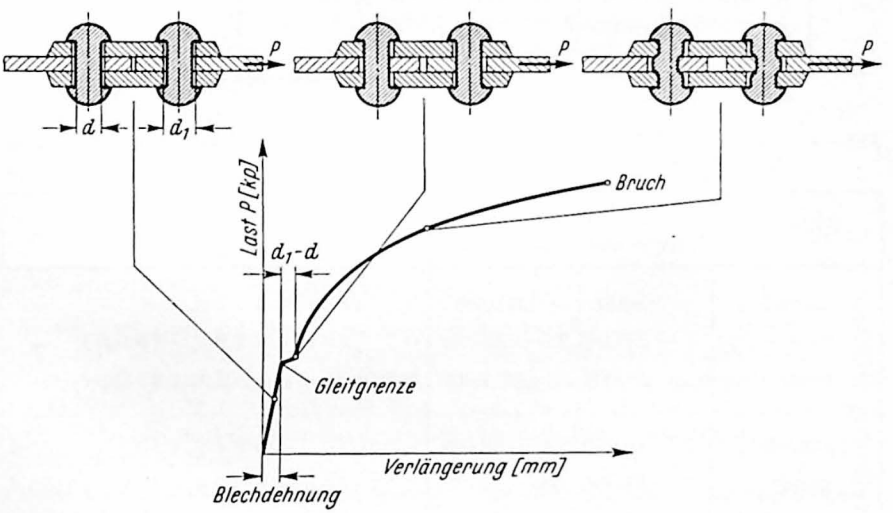


Bild 173. Zugversuch an einer Kesselnietung

Nach den Dampfkessel-Bestimmungen ist für Niete aus St 34···42 zulk_n = 7 kp/mm², für Niete aus St 44···52 zulk_n = 8 kp/mm², und zwar unabhängig von der Nahtart. Für Druckbehälter werden meistens die in Tafel 46 aufgeführten Gleitbeanspruchungen zugelassen.

Tafel 47 enthält Richtwerte zum Gestalten der Nietnähte in Abhängigkeit des Produktes $D_1 p$.

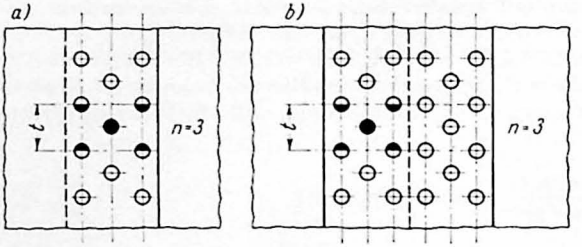


Bild 174. Nietzahl n in der Berechnungsteilung t
a) Überlapptnietung, b) Laschennietung

Tafel 46. Richtwerte für zulässige Gleitbeanspruchungen in kp/mm² im Druckbehälterbau

Naht mit Stahlniete	zul k_n
überlappte und einfachgelaschte Naht	7
einreihig doppeltgelaschte Naht	6,4
mehrreihig doppeltgelaschte Naht	5,8

Tafel 47. Richtwerte für Nahtform und Abmessungen von Kesselnietungen (hierzu Bild 172)

Nahtart		$D_i p$ [kpmm/cm²] Längsnaht	Rundnaht	$\approx v$	d_1 [mm]	t [mm]	e_1	e_2
überlappt	einreihig	···10000	···20000	0,6	$\sqrt{50\,s} - 4$	$2\,d_1 + 8$	—	—
	zweireihig	8···19000	16···38000	0,7	$\sqrt{50\,s} - 4$	$2{,}6\,d_1 + 15$	$0{,}6\,t$	—
	dreireihig	14···27000	28···54000	0,75	$\sqrt{50\,s} - 4$	$3\,d_1 + 22$	$0{,}5\,t$	—
doppeltgelascht	einreihig	7···19000	14···38000	0,65	$\sqrt{50\,s} - 5$	$2{,}6\,d_1 + 10$	—	$1{,}35\,d_1$
	zweireihig	17···27000	34···54000	0,75	$\sqrt{50\,s} - 6$	$3{,}5\,d_1 + 15$	$0{,}5\,t$	$1{,}35\,d_1$
	dreireihig	22···48000	44···96000	0,7	$\sqrt{50\,s} - 7$	$3\,d_1 + 10$	$0{,}6\,t$	$1{,}5\,d_1$
	vierreihig	36···64000	72···128000	0,7	$\sqrt{50\,s} - 8$	$3\,d_1 + 10$	$0{,}6\,t$	$1{,}5\,d_1$

Da die Kesselniete durch den Schrumpfvorgang erheblich vorgespannt werden, können sie zusätzliche Zugkräfte nur noch in beschränktem Maße aufnehmen. Man rechnet mit $\text{zul}\sigma \approx \sigma_{B\,\text{Niet}}/20$. Eine zusätzliche Zugbeanspruchung erfahren z. B. die Niete im Graugußflansch nach Bild 171.

In Bild 175 ist ein genieteter Druckbehälter (Gewicht 625 kg) einem geschweißten (Gewicht 445 kg) gegenübergestellt, um noch einmal die Vorteile einer Schweißkonstruktion hervorzuheben. Der geschweißte Behälter besitzt keine ungünstigen Überlappungsnähte, und außerdem befinden sich keine Nähte in den hochbeanspruchten Kraftumlenkungszonen.

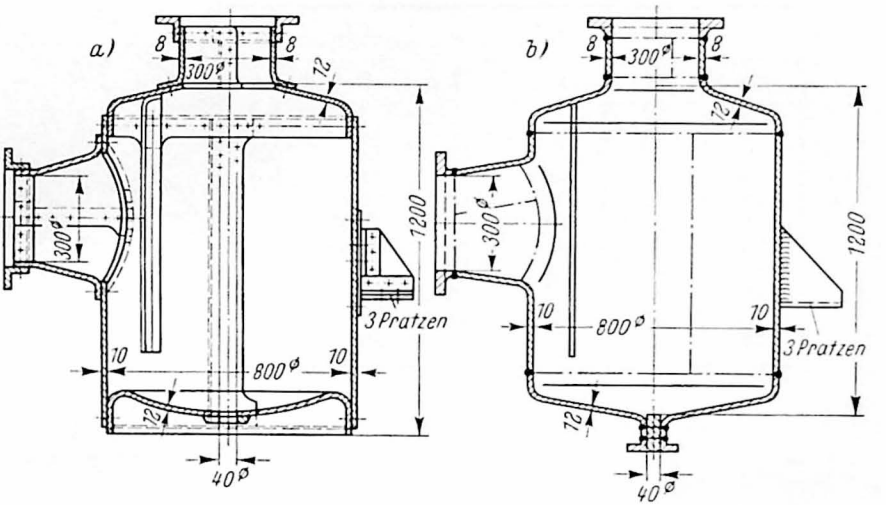


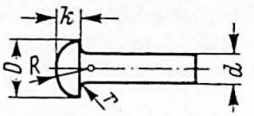
Bild 175. Druckbehälter
a) genietet, b) geschweißt

2.4.3 Nietverbindungen im Stahlbau

Nietverbindungen im Hoch-, Kran- und Brückenbau dienen zum Stoßen von Zug- und Druckstäben mit Knotenblechen in Fachwerkträgern oder zum Stoßen der vollwandigen Stegblech- und Kastenträger (hierzu siehe auch 2.1.4). Für die Herstellung und Berechnung von tragenden Bauteilen sind DIN 1050, 120 und 1073 maßgebend. Die wichtigsten Gestaltungsregeln nach diesen Normen sind:

1. Kleinere *Winkel* als 50×50, geringere *Blechdicken* als 5 mm und kleinere *Nietdurchmesser* als 14 mm sind im allgemeinen nicht zulässig. Ausgenommen sind Teile, die keine wesentlichen Kräfte zu übertragen haben (z. B. Geländer, Bordwinkel, Leitern, Schutzkästen) und Kleinkrafthebezeuge.
2. *Halbrundniete* DIN 124 (Tafel 48) sind zu verwenden, wenn die Gesamtdicke der zu vernietenden Teile $4{,}5d$ nicht übersteigt. Darüber hinaus sind Niete mit Linsensenkkopf bis zu einer Gesamtdicke der zu verbindenden Teile von $6{,}5d$ zulässig. Senkniete DIN 302 sind nur da zu verwenden, wo eine glatte Oberfläche erforderlich ist.

Tafel 48. Abmessungen in mm der Halbrundniete DIN 124 für den Stahlbau



d_1 Durchmesser des geschlagenen Niets

d	d_1	D	k	$\approx R$	r
10	11	16	6,5	8	0,5
12	13	19	7,5	9,5	0,6
14	15	22	9	11	0,6
16	17	25	10	13	0,8
18	19	28	11,5	14,5	0,8
20	21	32	13	16,5	1
22	23	36	14	18,5	1
24	25	40	16	20,5	1,2
27	28	43	17	22	1,2
30	31	48	19	24,5	1,6
33	34	53	21	27	1,6
36	37	58	23	30	2

3. Die *Nietlöcher* sind zu bohren. Nur in Teilen von untergeordneter Bedeutung (in Futterstücken, Belagblechen, Geländern u. dgl.) dürfen sie gestanzt werden.
4. In Anschlüssen dürfen höchstens 5 Niete hintereinander angeordnet werden, um möglichst eine gleichmäßige Überleitung der Kraft zu sichern.
5. Die *Gurtplatten von Vollwandträgern* sollen in der Regel 5 mm über die waagerechten Schenkel der Gurtwinkel stehen. Sind zwei oder mehr Gurtplatten vorhanden und nicht so breit, daß sie außerhalb der Gurtwinkel

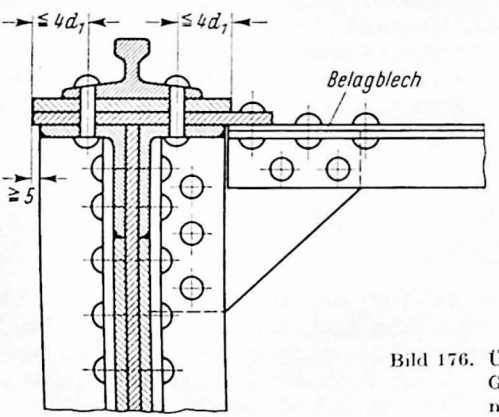


Bild 176. Über die Gurtwinkel stehende Gurtplatten und Abstand der nächsten Nietreihe vom Rand

noch eine Nietreihe erhalten können, so darf die Plattenkante von der nächsten Nietreihe höchstens $4d_1$ abstehen (Bild 176).

6. Bei *Haupttragteilen von Fachwerken* (Bild 177) muß die Schwerachse der Stäbe – besonders schlanker Druckstäbe – mit der Netzlinie zusammenfallen. Besteht der Stab nur aus einem einzelnen Winkelstahl (Stab D_1 in Bild 178), so ist die Stabschwerachse in die Netzlinie zu legen, während

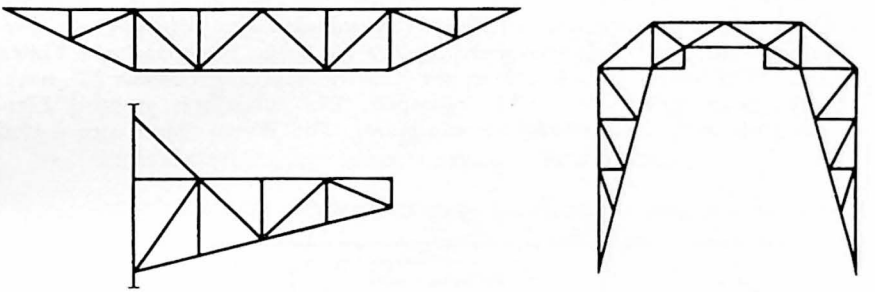


Bild 177. Beispiele für die Netzlinien von Tragwerken

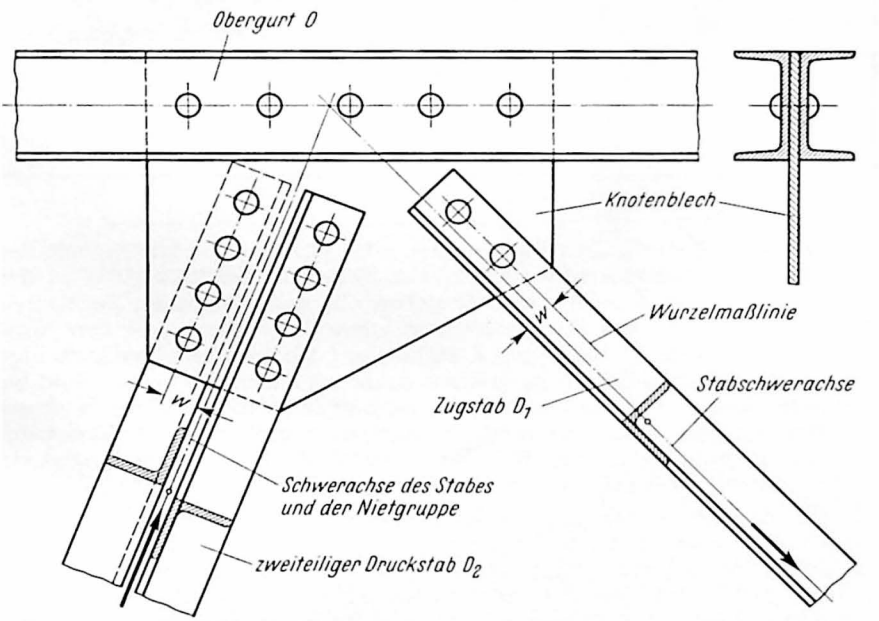


Bild 178. Knotenpunkt eines Fachwerks

die Anschlußniete in die Wurzelmaßlinie zu setzen sind. Sonst sind die Anschluß- und Stoßdeckungsniete so anzuordnen, daß sich die Schwerachse der Nietgruppe mit der des Stabes deckt (Stab D_2 in Bild 178). Anderenfalls sind die Stäbe für außermittigen Kraftangriff zu berechnen, weil dann die in der Stabschwerachse angreifende Kraft noch mit einem Moment auf die Nietgruppe wirkt.

7. *Stäbe aus Flachstahl* sind zu vermeiden. Dies gilt auch für gekreuzte Stäbe und für Verbände.

8. Die geringste Entfernung der Nietmitten voneinander (*Nietabstände, Teilungen*) soll in *Kranbauten* nicht kleiner als $3{,}5d_1$, in besonderen Fällen $3d_1$, der Abstand vom Rande in der Kraftrichtung mindestens $2d_1$, senkrecht dazu mindestens $1{,}5d_1$ betragen. Die zulässigen größten Nietabstände sind in der Tafel 49 angegeben. Die Werte der Spalte 4 sind

Tafel 49. Nietabstände im Kranbau (nach DIN 120)

		Einreihige Niete		Zwei um a versetzte Nietreihen	Abstand vom Rande
1	2	3	4	5	6
Kraftniete	Zug- und Druckstäbe	$e = 6\,d_1$ oder $15\,s$		$e_1 = e - a/2$	$4\,d_1$ oder $8\,s$
Heftniete	Druckstäbe	$e = 8\,d_1$ oder $20\,s$		$e_1 = e - a/2$	$4\,d_1$ oder $8\,s$
	Zugstäbe	$e = 10\,d_1$ oder $25\,s$			

nur bei außenliegenden Flachstählen oder Blechen (Bild 179a) mit der Dicke s zu berücksichtigen. In diesen Fällen ist der kleinere Wert der Spalten 3 und 4 maßgebend. Bestehen alle außenliegenden Teile einer Nietverbindung aus Formstählen, so können die Abstände e von Heftnieten der Tafel 49 bei T- und [-Stählen auf das Zweifache, bei L-Stählen auf das Eineinhalbfache vergrößert werden (Bilder 179b und c). Sind bei mehrreihiger Nietung die äußeren Reihen (an den Rändern) in dieser Weise angeordnet, so kann für die inneren ein größerer Abstand gewählt werden (Bild 179d). Für Belagbleche der Bedienungsbühnen genügt ein Nietabstand $e = 18d_1$ oder $50s$. Das kleinere Maß ist zu wählen.

9. Für *Stahlhochbauten* sind die Mittenabstände für Nietlöcher vom Rand (*Randabstand*) und untereinander (*Lochabstände*) nach Tafel 50 vorzusehen. Bei den von d_1 und t abhängigen Werten ist der kleinere einzuhalten. Sind bei breiten Stäben mit mehr als zwei Lochreihen die äußeren Reihen nach Tafel 50 angeordnet, so ist für die inneren Reihen der doppelte Lochabstand zulässig.

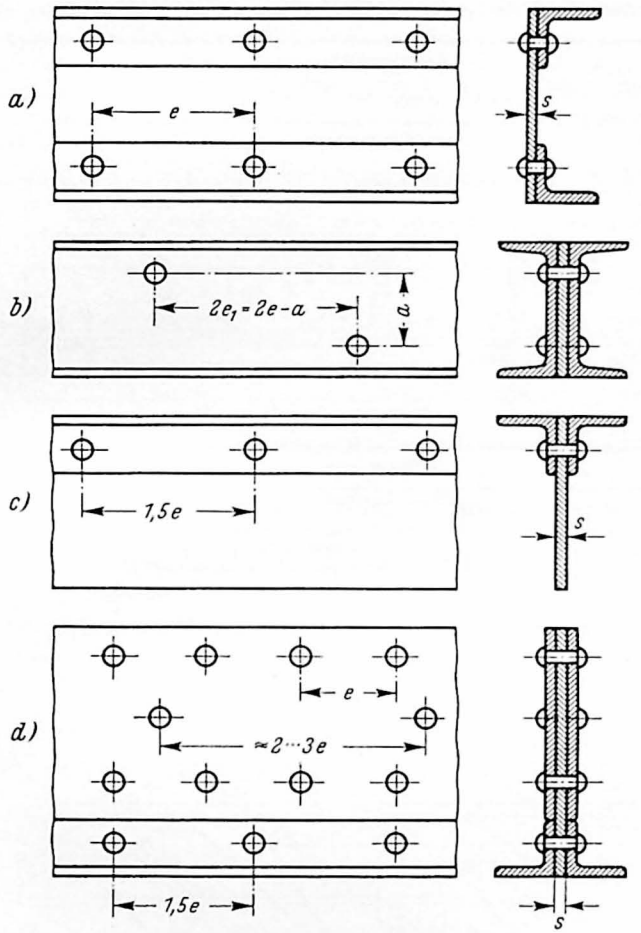
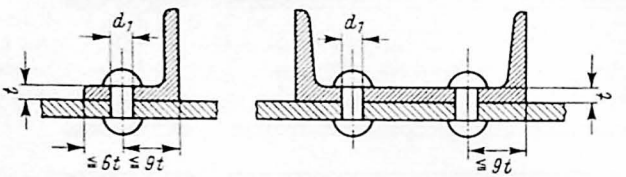


Bild 179. Querschnittsaufbau von Trägern aus Formstählen und Blechen
a) außenliegendes Blech, b) außenliegende ⊏-Stähle, c) außenliegende ⌞-Stähle, d) mehrreihig genieteter Träger

10. Jeder Querschnittsteil ist mit *mindestens zwei Niete* anzuschließen (siehe Stab D_1 in Bild 178), ausgenommen leichtere Vergitterungen (z. B. bei Masten), Geländer und untergeordnete Bauglieder.
11. Werden in Kraftrichtung mehr als fünf hintereinanderliegende Niete erforderlich, dann ordnet man *Beiwinkel* an (Bild 180). Diese sind in dem einen Schenkel mit der einteiligen Kraft, im anderen mit 50% Zuschlag anzuschließen. In der Regel sieht man bereits, um die Knotenbleche nicht

Tafel 50. Nietabstände im Hochbau (nach DIN 1050)

Randabstände		
Kleinster Randabstand	in Kraftrichtung	$2\ d_1$
	senkrecht zur Kraftrichtung	$1{,}5\ d_1$
Größter Randabstand	in beiden Richtungen	$3\ d_1$ oder $6\ t$
Bei Stab- und Formstählen darf am versteiften Rand $9\ t$ statt $6\ t$ genommen werden: 		
Lochabstände		
Kleinster Lochabstand	allgemein	$3\ d_1$
Größter Lochabstand	Kraftniete auch für belastete Belagbleche, Heftniete in Druckstäben u. Stegaussteifungen	$8\ d_1$ oder $15\ t$
	Heftniete in Zugstäben[1])	$12\ d_1$ oder $25\ t$

[1]) Diese Lochabstände sind auch bei Hals- und Kopfnieten in den Gurten von Blechträgern außerhalb der Stoßteile und bei gering beanspruchten Kraftnieten maßgebend.

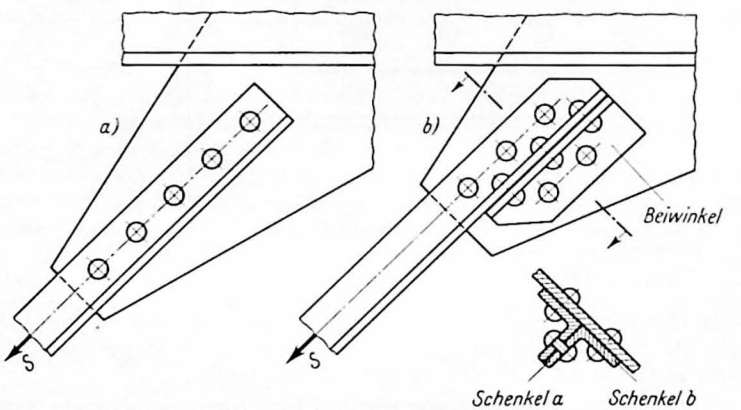


Bild 180. Anschluß eines Kraftstabes

a) unzweckmäßig, b) besser mit Beiwinkel
Schenkel *a* mit 50% Zuschlag angeschlossen, Schenkel *b* mit anteiliger Kraft angeschlossen

so groß machen zu müssen, Beiwinkel vor, wenn mehr als drei oder vier hintereinanderliegende Niete erforderlich wären.

12. *Mehrteilige Druck- oder Zugstäbe* sind zu binden oder zu vergittern (Bild 181). Bei Anordnung von Bindeblechen sind diese mindestens in den Drittelpunkten der Gesamtlänge und an den Stabenden vorzusehen.

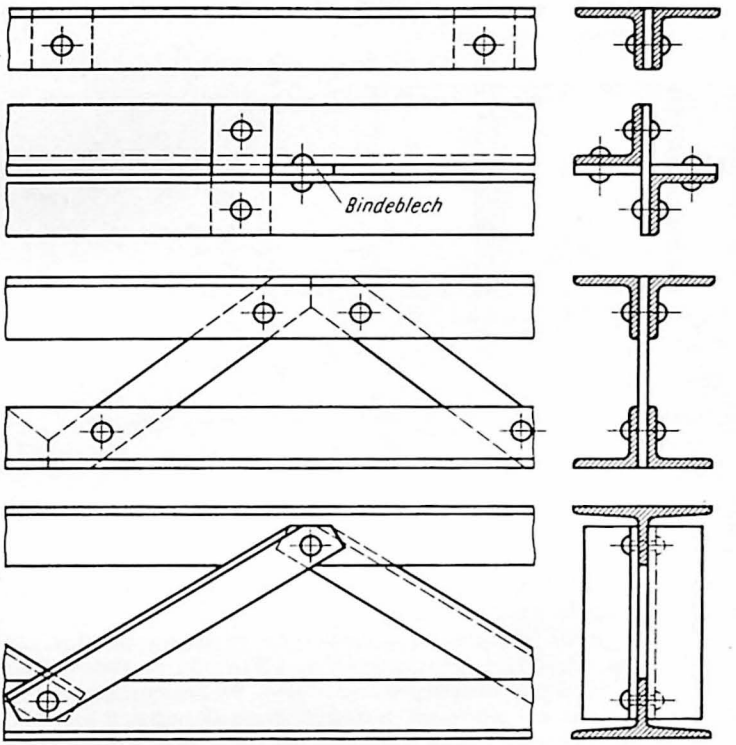


Bild 181. Mehrteilige gebundene und vergitterte Stäbe

Mehrteilige Druckstäbe mit Vergitterungen müssen an den Stabenden ebenfalls Bindebleche erhalten. Werden zweiteilige Stäbe aus Winkelstahl an ein gemeinsames Knotenblech angeschlossen, so sind keine besonderen Bindebleche an den Stabenden erforderlich (siehe Stab D_2 in Bild 178).

13. Den *Knotenblechen* gibt man meistens die Dicke der durchschnittlichen Flansch- oder Schenkeldicken der anzuschließenden Stäbe. Die Knotenbleche müssen jedoch so bemessen sein, daß sie nirgends zu hoch beansprucht werden. An einem Knotenpunkt ordnet man möglichst gleichgroße Niete an.

14. Mit Rücksicht auf Überwachung und Korrosionsschutz sollen die Bauteile an allen Stellen leicht zugänglich und einfach zu unterhalten sein. *Bei Korrosionsgefahr* sind Fachwerkstäbe aus zwei Winkelstählen und parallelen, nur um Knotenblechdicke voneinander entfernten Schenkeln zu vermeiden. Ist der Abstand geringer als $h/6$ oder als 10 mm, dann ist der Zwischenraum auszufuttern (Bild 182). Futterstücke zwischen kraftübertragenden Teilen müssen mit der ihrem Querschnitt entsprechenden Nietzahl angeschlossen werden.

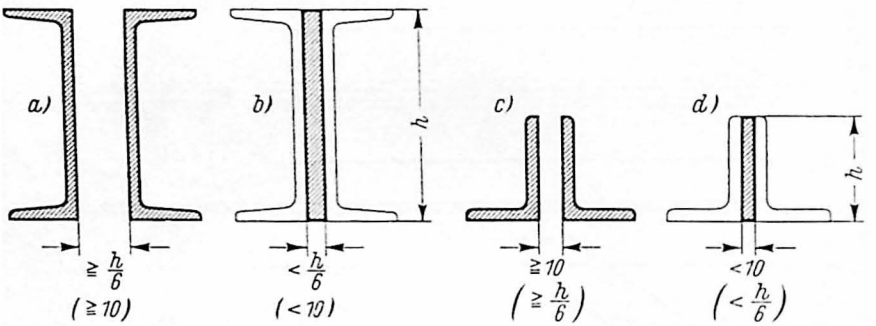


Bild 182. Abstand und Ausfütterung von Fachwerkstäben (nach DIN 1050)
a) Abstand zweier C-Stähle, b) Ausfütterung zweier C-Stähle,
c) Abstand zweier L-Stähle, d) Ausfütterung zweier L-Stähle

In Tafel 51 sind die Streichmaße c, die Wurzelmaße w und die höchstzulässigen Nietlochdurchmesser d_1 für verschiedene Formstähle angegeben. Tafel 52 zeigt die in den Zeichnungen zu verwendenden Sinnbilder für Nietverbindungen im Stahlbau nach DIN 407.

Da im Stahlbau steife Formstähle miteinander vernietet werden, ist nicht zu erwarten, daß alle Niete (Warmniete) die Bauteile so stark zusammenpressen, daß die Kraftübertragung allein durch Reibhemmung erfolgt (ggf. Klaffen der Bauteile an einzelnen Stellen). Deshalb nimmt man eine Beanspruchung der Nietschäfte auf *Abscheren* an (Bild 183).

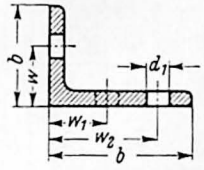
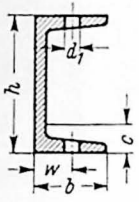
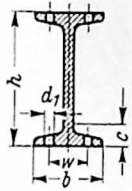
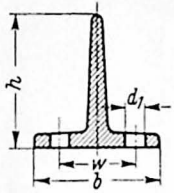
Scherspannung

$$\tau_a = \frac{S}{m\,n\,f_1} \leqq \text{zul}\,\tau_a \ [\text{kp/cm}^2], \tag{75}$$

S [kp]	Stab-Zug- oder -Druckkraft,
m	Schnittzahl,
n	Zahl der Niete im Stabanschluß,
f_1 [cm²]	Querschnitt des geschlagenen Niets (des Loches).

Die Stabkraft S preßt den Nietschaft gegen die Lochwände (Lochleibung), und der Druck verteilt sich proportional zur Verformung (Bild 184). Eine zu hohe Pressung erweitert das Loch und quetscht die Ränder hoch. Deshalb darf sie ein bestimmtes, zulässiges Maß nicht überschreiten, das sich nach

Tafel 51. Streichmaße c, Wurzelmaße w und maximale Nietdurchmesser d_1 in mm für genormte Formstähle

L-Stahl nach DIN 1028 u. 1029				[-Stahl nach DIN 1026					I-Stahl nach DIN 1025					T-Stahl nach DIN 1024		
																
b	$d_{1\max}$	w, w_1	w_2	h	b	c	$d_{1\max}$	w	h	b	c	$d_{1\max}$	w	$b=h$	$d_{1\max}$	w
30	8,4	17	–						80	42	10,5	–	22	25	3,2	15
35	11	20	–	40	35	14,5	11	20	100	50	12,5	–	26			
40	11	22	–	50	38	15	11	20	120	58	14	–	30	30	4,3	18
45	11	25	–	65	42	16	11	25	140	66	15,5	11	34			
50	13	30	–	80	45	17	13	25	160	74	17,5	13	38	40	6,4	24
55	17	30	–	100	50	18	13	30	180	82	19	13	44			
60	17	35	–	120	55	19	17	30	200	90	20,5	17	46	50	6,4	30
65	21	35	–	140	60	21	17	35	220	98	22,5	17	52			
70	21	40	–	160	65	22,5	21	35	240	106	24	17	56	60	8,4	34
75	23	40	–	180	70	23,5	21	40	260	113	26	21	58			
80	23	45	–	200	75	24,5	23	40	280	119	27,5	21	62	70	11	40
90	25	50	–	220	80	26,5	23	45	300	125	29,5	21	64			
100	25	55	–	240	85	28	25	45	320	131	31,5	21	70	80	11	50
110	25	45	70	260	90	30	25	50	340	137	33	23	74			
120	25	50	80	280	95	32	25	50	360	143	35	23	74	100	13	60
130	25	50	90	300	100	34	25	55	400	155	38,5	23	84			
140	28	55	100	320	100	34	25	55	425	163	41	25	86	120	17	70
150	28	55	110	350	100	34	25	55	450	170	43,5	25	92			
160	28	60	115						475	178	45,5	28	96	140	21	80
180	28	60	135	400	110	38	25	60	500	185	48	28	100			
200	28	60	150						550	200	53	28	110			
250	28	60	200						600	215	57,5	28	120			

Bauteil- und Nietwerkstoff richtet. Praktisch rechnet man mit dem *mittleren Leibungsdruck* σ_l (gedrückte Fläche als ebene Projektion $d_l t$ gedacht), und es gilt:

$$\sigma_l = \frac{S}{t\, d_1\, n} \leqq \text{zul}\sigma_l \ [\text{kp/cm}^2], \tag{76}$$

d_1 [cm] Nietlochdurchmesser,
t [cm] Schenkel- oder Flanschdicke (bei Blechen oder Stegen ist für t deren Dicke s zu setzen).

Zulässige Scherbeanspruchungen $\text{zul}\tau_a$ und Leibungsdrücke $\text{zul}\sigma_l$ nach DIN 120 und 1050 siehe Tafel 53, Lastfälle H und HZ nach 2.1.4, Lastannahmen nach DIN 1055. Im Kranbau werden auch für den Anschluß von Bauteilen aus St 52 Niete aus St 34 verwendet, damit bei einem späteren Auswechseln nicht Niete aus St 44 versehentlich durch solche aus St 34 ersetzt werden und dadurch die Sicherheit leidet. Als Anhalt für die Wahl des Nietdurchmessers gilt:

$$d \approx \sqrt{50s} - 2 \ [\text{mm}], \tag{77}$$

s [mm] kleinste Blechdicke am Anschluß.

Tafel 52. Sinnbilder für Niete in Stahlkonstruktionen (aus DIN 407)

Nietdurchmesser d [mm]			8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36
Lochdurchmesser[1]) d_1 [mm]			8,4	11	13	15	17	19	21	23	25	28	31	34	37
Sinnbilder für	beiderseits Halbrundköpfe[2])		8,4			15		19				28	31	34	37
	Senkköpfe	oben versenkt	8,4			15		19				28	31	34	37
		unten versenkt	8,4			15		19				28	31	34	37
		beiderseits versenkt	8,4			15		19				28	31	34	37
	auf Bauteile zu schlagende Niete		8,4			15		19				28	31	34	37
	auf Bauteile zu bohrende Nietlöcher		8,4			15		19				28	31	34	37

[1]) Angabe in der Zeichnung und maßgebend für die Berechnung der Niete und Querschnittsschwächung.
[2]) Auf Zeichnungen, auf denen nur Niete *eines* Durchmessers und mit *beiderseitigen* Halbrundköpfen vorkommen, brauchen zur Arbeitserleichterung nur die Achsenkreuze gezeichnet zu werden.

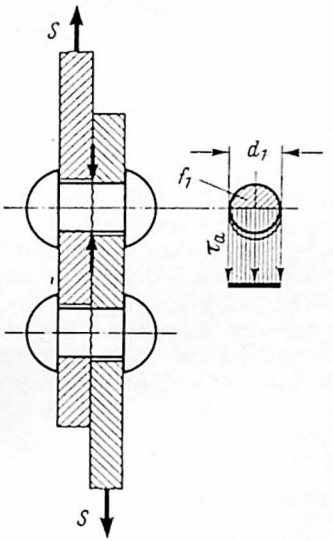


Bild 183. Scherbeanspruchung der Stahlbaunieto

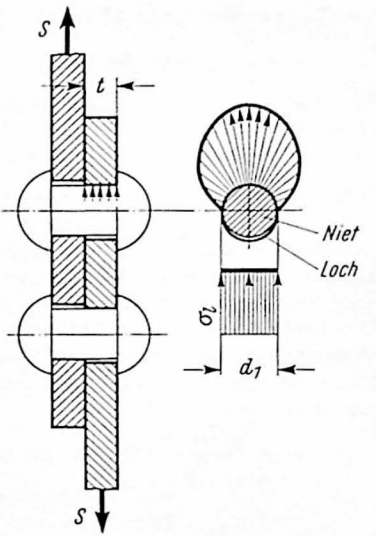


Bild 184. Leibungsbeanspruchung der Nietlöcher

Die Stabkraft S beansprucht fernerhin die Bauteilquerschnitte auf Zug oder Druck:

Zugspannung (Bild 185)

$$\sigma = \frac{S}{F_n} \leqq \text{zul}\sigma \ [\text{kp/cm}^2], \tag{78}$$

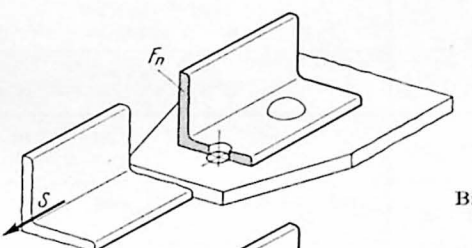


Bild 185. Zugstab

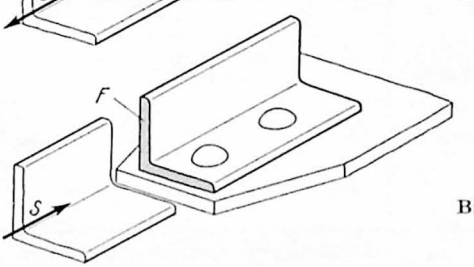


Bild 186. Druckstab

Druckspannung (Bild 186)

$$\sigma = \frac{S}{F} \leqq \text{zul}\sigma \ [\text{kp/cm}^2], \tag{79}$$

F_n [cm²] Nutzquerschnitt des Bauteils, d.h. unter Abzug der schwächenden Nietlöcher,
F [cm²] Vollquerschnitt des Bauteils ohne Nietlochabzug.

Zulässige Zug- und Druckbeanspruchungen zulσ für Bauteile siehe Tafel 31. Bei einteiligen Winkelstählen (Bild 185) gelten die 0,8fachen Werte als zulässig. Druckstäbe sind außerdem noch mit Hilfe des Omega-Verfahrens auf Knickung zu berechnen (Gleichungen 55 in Verbindung mit Tafel 32). Stabilitäts- und Standsicherheitsnachweise siehe DIN 4114.

Wechselt die in einem Bauteilquerschnitt von der ständigen Last und der Verkehrslast hervorgerufene Spannung bei verschiedenen Stellungen der Verkehrslast ihr Vorzeichen, so ist nach DIN 120 die gedachte Spannung σ_I nachzuweisen:

$$\sigma_I = \frac{\gamma \max S}{F_a} \leqq \text{zul}\sigma \ [\text{kp/cm}^2] \tag{80.1}$$

γ vom Verhältnis $\min S/\max S$ abhängiger Beiwert nach Tafel 33 (in dieser Tafel unter $\min P/\max P$),
$\max S$ [kp] zahlenmäßig größte Stabkraft aus ständiger Last und Verkehrslast,
$\min S$ [kp] zahlenmäßig kleinste Stabkraft aus ständiger Last und Verkehrslast,
F_a [cm²] maßgebender Stabquerschnitt, und zwar

$$F_a = F_n \ [\text{cm}^2] \tag{80.2}$$

als Nutzquerschnitt, wenn $\max S$ eine Zugkraft ist, und

$$F_a = F + (F - F_n)\frac{\min S}{\max S} \ [\text{cm}^2], \tag{80.3}$$

Tafel 53. Zulässige Spannungen in kp/cm² für Stahlbauniete

Bei Beanspruchung auf		Bei vollwandigen Trägern, Fachwerken und Stützen aus St 33		St 37		St 52		Nietwerkstoff
		Lastfall H	HZ	H	HZ	H	HZ	
Kranbau DIN 120	Abscheren zulτ_a	960	960	1120	1280	1120 1680	1280 1920	TU St 34 MR St 44
	Lochleibung zulσ_l	2400	2400	2800	3200	2800 4200	3200 4800	TU St 34 MR St 44
Hochbau DIN 1050	Abscheren zulτ_a	1400	1600	1400	1600	2100	2400	TU St 34 MR St 44
	Lochleibung zulσ_l	2800	3200	2800	3200	4200	4800	TU St 34 MR St 44
	Zug[1]) zulσ_z	480	540	480	540	720	810	TU St 34 MR St 44

[1]) Wenn konstruktiv die rechnerische Zugbeanspruchung im Niet nicht zu vermeiden ist.

wenn max$S$ eine Druckkraft ist und F den Vollquerschnitt bedeutet. Hierbei sind Zugkräfte stets mit dem Pluszeichen, Druckkräfte mit dem Minuszeichen einzusetzen.

Die gedachte Spannung σ_l darf zusammen mit etwaigen Spannungen aus Wärmewirkungen die in Tafel 31 aufgeführten zulässigen Spannungen für den Lastfall H nicht überschreiten. Mit den Nietbeanspruchungen τ_a und σ_l ist sinngemäß zu verfahren.

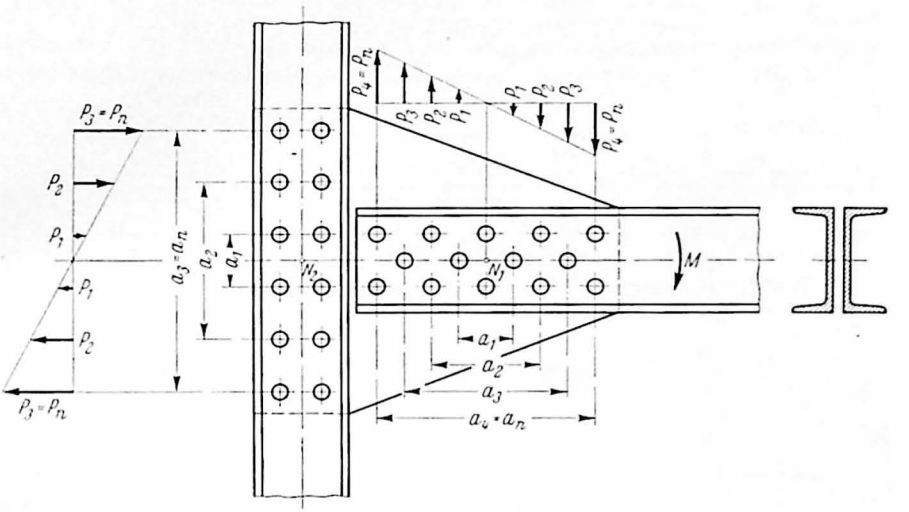


Bild 187. Momentenanschluß (N_1, N_2 Schwerpunkte der Nietgruppen, von denen jede ein entspr. Moment aufzunehmen hat)

Die Nietbelastungen in einem *Momentenanschluß* (Bild 187) verteilen sich wie Biegespannungen über einen Querschnitt. Es ergibt sich daher:

$$M = P_1 a_1 + P_2 a_2 + \ldots + P_n a_n \text{ [kpcm]}.$$

Daraus findet man

$$P_n = \frac{a_n M}{\Sigma a^2} \text{ [kp]}. \tag{81}$$

Mit den Gleichungen 75 und 76 können nunmehr die Scherspannung τ_a und der Leibungsdruck σ_l berechnet werden, wenn für die Stabkraft S die Kraft P_n und für n die Zahl der Randniete, die die Kraft P_n aufzunehmen haben, eingesetzt wird. Von den beiden Anschlüssen (Bild 187) hat die Nietgruppe N_2 ein höheres Moment aufzunehmen als die Nietgruppe N_1. Die Biegekraft ist zwar dieselbe, greift aber an verschieden langen Hebelarmen an (bei den Berechnungen beachten!).

In *Stegblechträgern* (Bild 188) müssen die *Hals-* und *Kopfniete* die Schubkräfte

aufnehmen, die die Bauteile gegeneinander verschieben wollen. Auf eine Teilung e entfällt der Anteil

$$S_h = \frac{Q\, S_{mh}\, e_h}{J} \text{ [kp]}, \tag{82.1}$$

$$S_k = \frac{Q\, S_{mk}\, e_k}{J} \text{ [kp]}, \tag{82.2}$$

Q [kp] vom Träger aufzunehmende Querkraft,
S_m [cm³] Statisches Moment des maßgebenden Querschnitts (S_{mh} für Halsniete entspr. Bild 189a, S_{mk} für Kopfniete entspr. Bild 189b),
e [cm] Nietteilung (e_h für Halsniete, e_k für Kopfniete),
J [cm⁴] Trägheitsmoment des gesamten, ungelochten Querschnitts (Bild 189c).

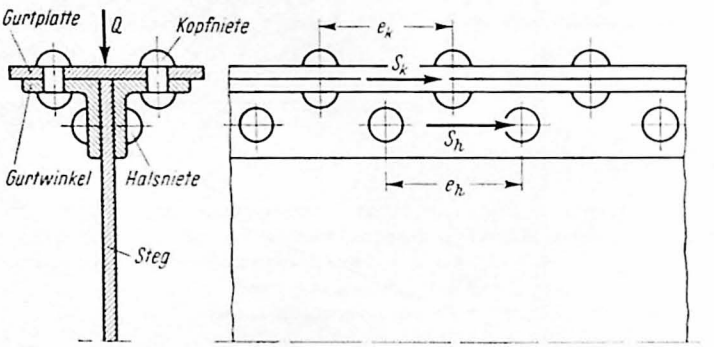


Bild 188. Belastung der Hals- und Kopfniete in einem Stegblechträger

Scher- und Leibungsspannungen sind wiederum mit den Gleichungen 75 und 76 zu berechnen, wenn für n die auf eine Teilung entfallende Nietzahl (Hals- bzw. Kopfniete) eingesetzt wird.

Die *Spannungsnachweise für biegebeanspruchte Bauteile* sind wie folgt zu führen:

Biegedruck:

$$\sigma_d = \frac{M}{W_d} = \frac{M\, e_d}{J} \leqq \text{zul}\sigma \text{ [kp/cm²]}, \tag{83}$$

Biegezug:

$$\sigma_z = \frac{M}{W_z} = \frac{M\, e_z}{J - \Delta J} \leqq \text{zul}\sigma \text{ [kp/cm²]}, \tag{84}$$

Schub:

$$\tau \approx \frac{Q}{F_{Steg}} \leqq \text{zul}\tau \text{ kp/cm²]}, \tag{85}$$

M [kpcm] Biegemoment im betr. Querschnitt,
W_d [cm³] Widerstandsmoment des ungelochten Querschnitts,
W_z [cm³] Widerstandsmoment des gelochten Querschnitts,

e_d, e_z [cm] Abstand der Randfaser am Druck- bzw. Zuggurt von der Nullinie (Bilder 189c und d),

J [cm⁴] Trägheitsmoment des ungelochten Querschnitts (Bild 189c),

ΔJ [cm⁴] Summe der Trägheitsmomente aller in die ungünstigste Rißlinie fallenden Löcher der Zuggurtflächen (abstehende Querschnittsteile wie Gurtplatten, Gurtwinkelschenkel, Walzträgerflansche; Bild 189d),

F_{Steg} [cm²] maßgebender Stegquerschnitt (Bild 189d); anliegende Gurtwinkel bleiben unberücksichtigt. Die Summe der Flächen aller in die ungünstigste Rißlinie des Stegquerschnitts fallenden Löcher ist abzuziehen.

Bei einer *Wechselbiegung* durch verschiedene Stellungen der Verkehrslast (Lastfall H) ist wie bei Kraftstäben mit einer gedachten Bauteilspannung σ_I zu rechnen:

$$\sigma_I = \frac{\gamma \max M}{W_z} \leqq \text{zul}\sigma \text{ [kp/cm}^2\text{]}, \tag{86}$$

γ vom Verhältnis $\min M/\max M$ abhängiger Beiwert nach Tafel 33,

$\max M$ [kpcm] zahlenmäßig größter Grenzwert aus ständiger Last und Verkehrslast,

$\min M$ [kpcm] zahlenmäßig kleinster Grenzwert aus ständiger Last und Verkehrslast.

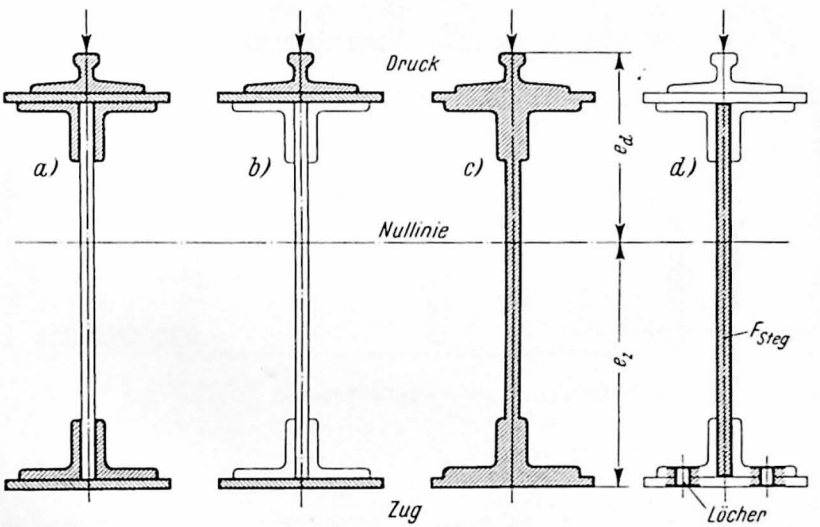


Bild 189. Maßgebende Querschnitte in einem Stegblechträger zur Berechnung
a) des statischen Moments S_{mk}, b) des statischen Moments S_{mk}, c) des Trägheitsmoments J, d) des Trägheitsmoments ΔJ und der Stegfläche F_{Steg}

2.4.4 Nietverbindungen im Leichtmetallbau

Leichtmetallnietungen haben sich gegenüber Schweißverbindungen behaupten können, weil kaltgeschlagene Niete die Löcher voll ausfüllen (kein Schrumpfspiel!). Die Querlast wird daher gleichzeitig vom Gleit-, Scher- und

Lochleibungswiderstand aufgenommen. Das Schweißen beeinflußt die Eigenschaften der Leichtmetalle derart ungünstig, daß Nietverbindungen trotz der hohen Kerbwirkungen an den Löchern haltbarer als Schweißverbindungen sind. Leichtmetallnietungen werden vorwiegend im Fahrzeug-, Schiffs-, Flugzeug-, Hoch-, Kran- und Brückenbau angewendet.

Als Vorteile stehen den Stahlkonstruktionen das geringe Gewicht, die annähernd gleichhohe Festigkeit und die Korrosionsbeständigkeit gegenüber, als Nachteile der höhere Preis und der geringere Elastizitätsmodul der Leichtmetalle ($E = 700000$ kp/cm²). Das wirtschaftliche *Strangpressen* ermöglicht die Verwendung von Sonder-, Halbhohl und auch Hohlprofilen, so daß die Herstellkosten verhältnismäßig niedrig gehalten werden können. Beispiele für Strangpreßprofile siehe Bild 190, die Gestaltung derartiger Profile DIN 1748.

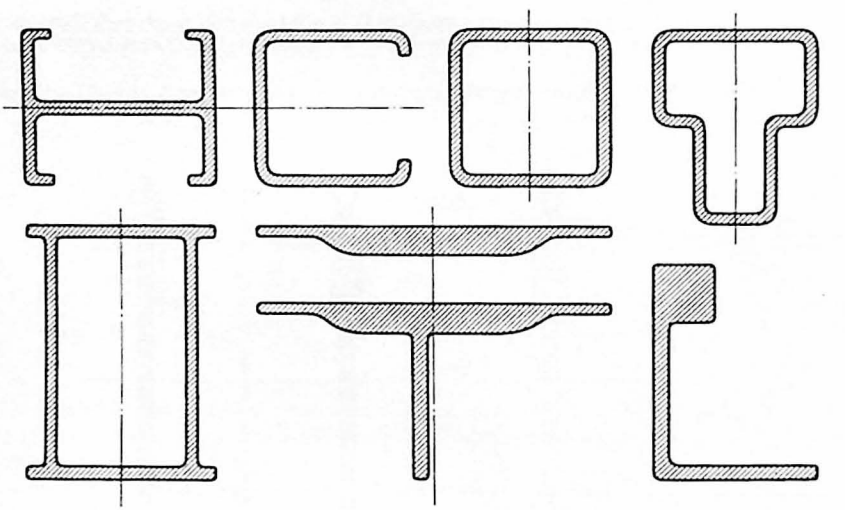


Bild 190. Beispiele für Strangpreßprofile aus Leichtmetall

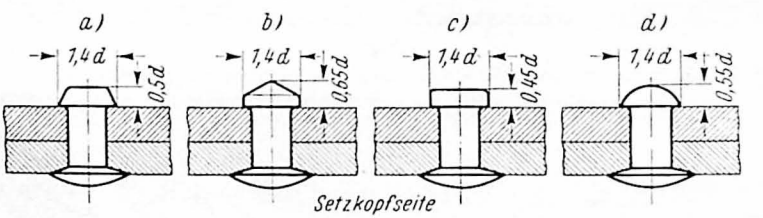
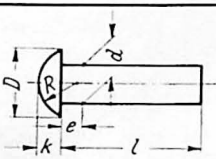


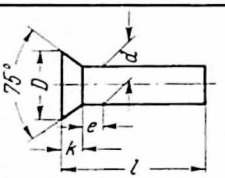
Bild 191. Verschiedene Schließkopfformen von Leichtmetallnieten (Setzkopf als Linsenniet dargestellt)
a) Pfannenkopf, b) Kegelkopf, c) Flachkopf, d) Halbrundkopf

Die Nietköpfe werden nicht so stark gedrückt wie die Köpfe von Warmnieten beim Schrumpfen des Schaftes. Sie haben lediglich den Schaft gegen axiales Verschieben zu sichern. Deshalb genügen kleine Schließköpfe (Bild 191). Vorherrschend sind *Halbrundniete* DIN 660, *Senkniete* DIN 661 (Tafel 54) und *Linsenniete* DIN 662. Einen leicht schließbaren Niet zeigt Bild 192, Bild 193 einen zweiteiligen, in zwei Arbeitsgängen zu schließenden Niet. Der erste Arbeitsgang staucht (weitet) den hohlen Schaft, um das Loch auszufüllen, der zweite bildet den Schließkopf am vollen Innenschaft.

Tafel 54. Abmessungen in mm der Halbrundniete DIN 660 und Senkniete DIN 661



Halbrundniete DIN 660



Senkniete DIN 661

Rohnietdurchmesser d		**2**	**2,6**	**3**	3,5	4	5	6	7	8	9
Kopfdurchmesser D		3,5	4,5	5,2	6,2	7	8,8	10,5	12,2	14	15,8
Meßabstand e		1	1,5	1,5	2	2	3	3	3	4	4
Kopfhöhe k	DIN 660	1,2	1,6	1,8	2,1	2,4	3	3,6	4,2	4,8	5,4
	DIN 661	1	1,3	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	4,5
Kopfrundung $\approx R$		1,9	2,4	2,8	3,4	3,8	4,6	5,7	6,6	7,5	8,5
Lochdurchmesser d_1		2,2	2,8	3,2	3,7	4,3	5,3	6,4	7,4	8,4	9,5
Werkstoff		MU St 34, Cu, Ms, Al, AlCuMg, AlMg 5									

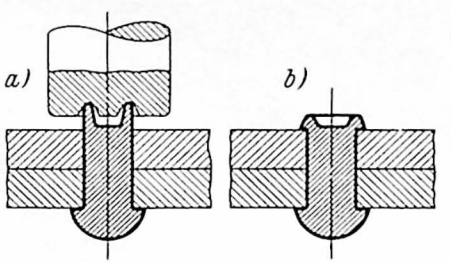


Bild 192. Leichtmetallniet mit Hohlschaftende (sog. recessed point)
a) vor dem Schließen,
b) nach dem Schließen

Blindniete gestatten Vernietungen von nur einseitig zugänglichen Bauteilen, wie z.B. an Halbhohl- und Hohlprofilen. Der *Durchziehniet* (Bilder 194a und b) besitzt eine kegelige Bohrung, durch die das Kegelende eines Werk-

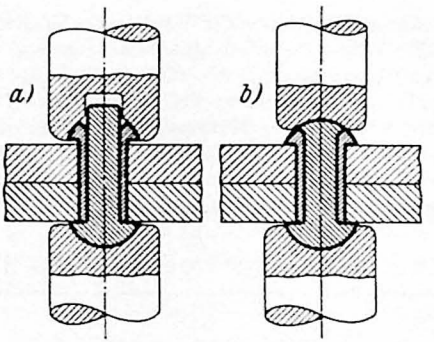
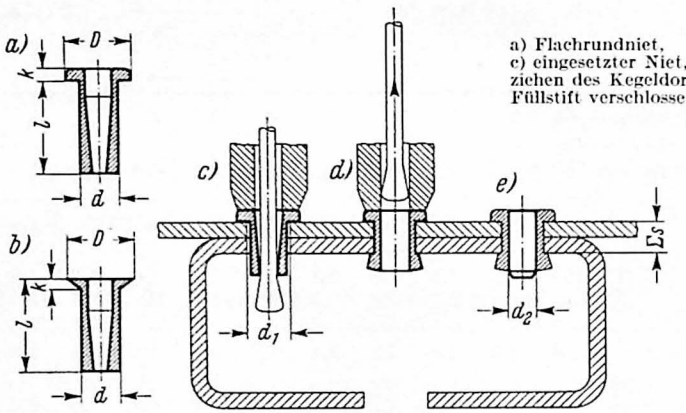


Bild 193. Zweiteiliger Leichtmetallniet (*Friedr. Krupp, Rheinhausen*)
a) erster Arbeitsgang: Stauchen des Hohlschaftes,
b) zweiter Arbeitsgang: Schließen des Vollschaftes



a) Flachrundniet, b) Senkniet, c) eingesetzter Niet, d) Durchziehen des Kegeldorns, e) mit Füllstift verschlossener Niet

Bild 194. Durchziehniet (Chobert-Blindniet) (*Gebr. Happich GmbH*)

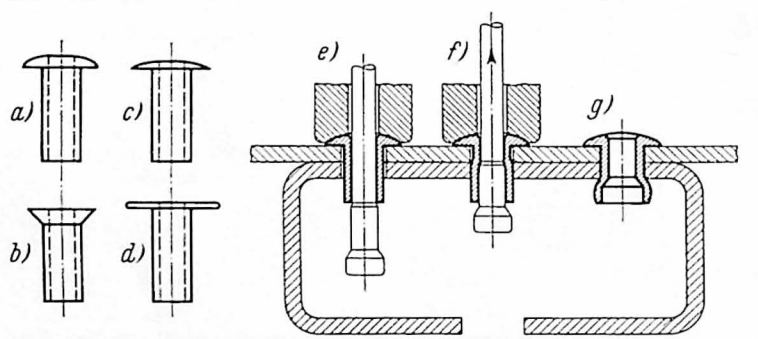


Bild 195. Dornniet (Olympic-Blindniet) (*Gebr. Titgemeyer*)
a) mit Rundkopf, b) mit Senkkopf, c) mit Flachrundkopf, d) mit Flachkopf, e) eingesetzter Niet, f) Einziehen des Dorns, g) geschlossener Niet

Tafel 55. Abmessungen in mm der Durchziehniete (Chobert-Blindniete) nach Bild 194

d	2,38	3,18	3,97	4,76	6,3
Flachkopf D	4	5,3	6,4	8,7	10,3
Senkkopf D	4,3				
Flachkopf k	0,8	1,0	1,3	1,7	2,0
Senkkopf k	0,6	0,8	1,0	1,3	1,5
d_1	2,45	3,25	4,1	4,8	6,4
d_2	1,84	2,24	2,27	3,35	4,67
s	···6,3	···6,3	1,6···9,5	1,7···12,7	3,1···15,9
Werkstoff	St, AlMg 5, AlMg 2, AlCuMg				

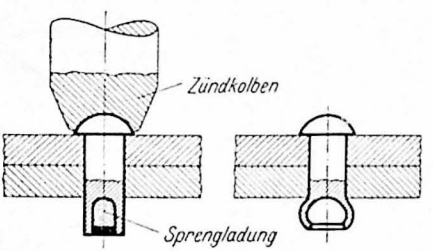


Bild 196. Sprengnietung

zeugdornes gezogen wird (Bild 194d). Es weitet den rohrförmigen Schaft auf, so daß sich dieser preßsatt an die Lochwand legt und einen Schließkopf bildet. Das Nietwerkzeug (Hand- oder Druckluftnieter) faßt je nach Nietgröße 25···50 Stück, die ohne Zwischenladen hintereinander verarbeitet werden können. In dieser Weise lassen sich mit einem Werkzeug bis zu 1000 Niete/Stunde schließen (vorteilhaft in der Serienfertigung). Die Durchziehniete können auch mit Füllstiften verstärkt und gedichtet werden (Bild 194e). Abmessungen siehe Tafel 55. Der von den ehemaligen *Junkers-Werken* in Dessau entwickelte *Dornniet* (Bilder 195a···d) wird zusammen mit einem am Ende verdickten Dorn in das Nietloch gesetzt (Bild 195e). Der Dorn wird dann mit einem Werkzeug gegen die Schließkopfseite gezogen, so daß er den hohlen Niet aufweitet (Bild 195f). Der Dorn verbleibt im Niet, und das überstehende Ende wird nach dem Abkneifen angestaucht (Bild 195g). Durchzieh- und Dornniete können hohe Scherkräfte übertragen; ein Gleitwider-

stand ist jedoch kaum vorhanden. Zu den Blindnieten gehören auch die *Sprengniete* (Bild 196). Diese werden durch Zünden einer im Schaft befindlichen Sprengladung mittels eines auf den Kopf gesetzten Zündkolbens geschlossen. Der Explosionsdruck baucht den Nietschaft auf. Der Werkstoff muß so fest und zäh sein, daß er die schlagartige Verformung ohne zu reißen aushält. Der Schaft kommt nicht vollkommen gleichmäßig zum Tragen, und

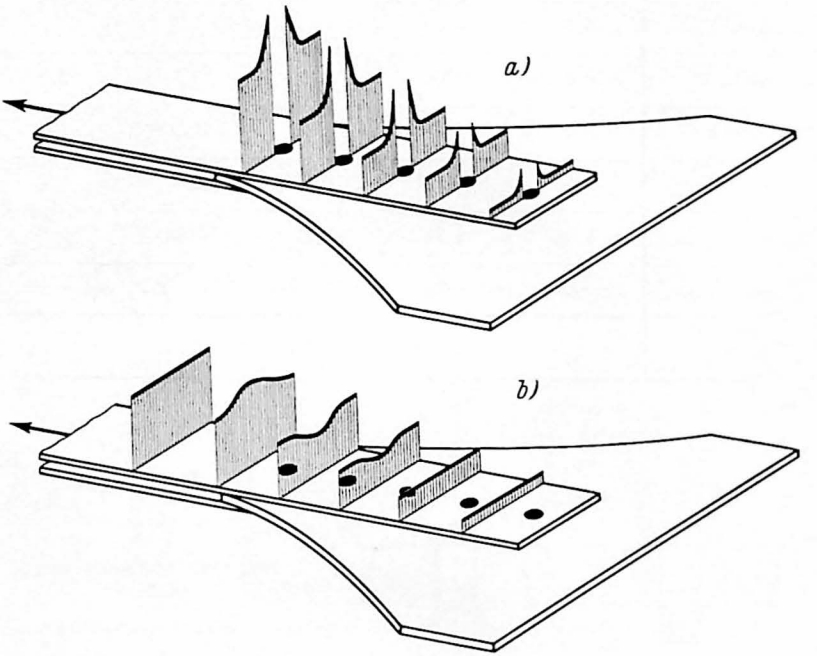


Bild 197. Zugspannungen in einer Leichtmetallnietung
a) in den gelochten Querschnitten, b) in den vollen Querschnitten

Tafel 56. Aluminium-Legierungen nach DIN 4113 für Konstruktionsteile

Legierung nach DIN 1725	Festigkeitseigenschaften für			Bemerkungen
	Bleche	Rohre	Profile	
AlCuMg 1	F 37···40	F 38···40	F 40	kalt ausgehärtet
AlCuMg 2	F 41···44	F 43···44	F 44	kalt ausgehärtet
AlMgSi 1	F 28	F 28	F 28	warm ausgehärtet
AlMgSi 1	F 32	F 32	F 32	warm ausgehärtet
AlMg 3 oder AlMgMn	F 23	F 23	F 18	nicht aushärtbar
AlMn	F 9···15	—	—	nicht aushärtbar

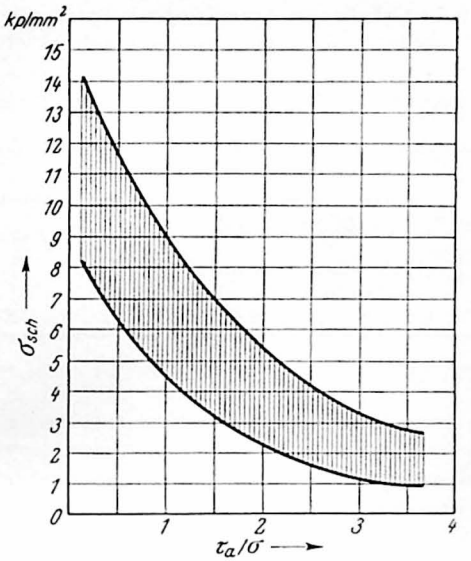


Bild 198. Gestalt-Schwellfestigkeit von Leichtmetallnietungen

Tafel 57. Aluminium-Nietlegierungen nach DIN 4113

Nietwerkstoff	Anlieferungszustand	Niete sind kalt schlagbar	Werkstoff der zu verbindenden Teile
AlCuMg 1 F 40	kalt ausgehärtet	bis 4 Stunden nach erneutem Lösungsglühen bei 500° C ± 5° und sofortigem Abschrecken	AlCuMg mit AlCuMg
AlCuMg 0,5 F 28	kalt ausgehärtet	im Anlieferungszustand	AlCuMg mit AlCuMg
AlMgSi 1 F 23	kalt ausgehärtet	im Anlieferungszustand oder bei großen Nietdmrn. nach erneutem Lösungsglühen bis 540° C und Abschrecken	AlMgSi mit AlMgSi und AlMgSi mit AlMg 3 bzw. AlMgMn
AlMg 3 F 23	halbhart gezogen	im Anlieferungszustand	AlMg 3 mit AlMg 3 bzw. AlMgMn

bei Schwingbeanspruchung besteht die Gefahr des Ausschlagens. Sprengniete werden bis etwa $d = 8$ mm angewendet.

Tafel 58. Zulässige Spannungen in kp/cm² nach DIN 4113 für Bauteile (Lochleibung für Nietverbindungen)

Spannungsart	Werkstoff													
	AlCuMg 1		AlCuMg 2 (außer Profil F 44)		AlCuMg 2 F 44 Profile		AlMgSi 1 F 28		AlMgSi 1 F 32		AlMg 3 F 18, AlMgMn F 18		AlMg 3 F 23, AlMgMn F 23	
	Lastfall													
	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Zug, Druck zulσ	1500	1700	1600	1800	1900	2150	1000	1150	1500	1700	470	530	820	940
Schub zulτ	900	1020	960	1080	1140	1280	600	680	900	1020	280	320	500	560
Lochleibung zulσ_l	2640	3000	2640	3000	2640	3000	1800	2030	2150	2400	840	950	1450	1660

Tafel 59. Zulässige Spannungen in kp/cm² nach DIN 4113 für Nietverbindungen

Spannungsart	Werkstoff							
	AlCuMg 1 F 40		AlCuMg 0,5 F 28		AlMgSi 1 F 23		AlMg 3 F 23	
	Lastfall							
	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Abscheren zulτ_a	1050	1200	840	950	640	730	640	730
Leibungsdruck zulσ_l	2640	3000	2080	2360	1600	1820	1600	1820

Die *Gestaltfestigkeit* der Leichtmetallnietungen hängt von der Größe der Nietdurchmesser und den Randabständen, von der Nietzahl in Kraftrichtung und von der Schnittzahl ab. Infolge der hohen Kerbspannungen in gelochten Teilen (Bild 197) ist die Gestaltfestigkeit weitaus niedriger als die glatter Teile. Dauerbrüche können sowohl durch Zugbeanspruchung im Blech als auch durch Scherbeanspruchung im Niet hervorgerufen werden. Die Gestaltfestigkeit der Leichtmetallnietungen siehe Bild 198 (Streubereich je nach Werkstoffestigkeit und Gestalt schraffiert). Für die Bemessung mögen folgende Richtwerte dienen: Nietdurchmesser $d = 1{,}5 \cdots 2s$ (s kleinste Blechdicke), Nietteilung $e_1 \geqq 2{,}5 d_1$, Randabstand in Kraftrichtung und senkrecht zur Kraftrichtung $e_2 = e_3 \geqq 2d_1$. Optimale Verhältnisse werden erreicht, wenn die Berechnung auf Abscheren und Lochleibung (siehe 2.4.3) zu gleichgroßen übertragbaren Kräften führt (vergleiche Bild 198).

Tafel 60. Knickzahlen ω nach DIN 4113 für Aluminiumlegierungen (Auszug; Fünferendungen interpoliert)

λ	Werkstoff						
	AlCuMg 1	AlCuMg 2	AlCuMg 2 F 44 (Profile)	AlMgSi 1 F 28	AlMgSi 1 F 32	AlMg 3 F 18	AlMg 3 F 23
20	1,03	1,04	1,06	1,02	1,04	1,00	1,01
25	1,10	1,12	1,15	1,05	1,11	1,01	1,03
30	1,18	1,20	1,25	1,10	1,19	1,02	1,06
35	1,28	1,30	1,37	1,18	1,29	1,04	1,12
40	1,39	1,42	1,51	1,25	1,40	1,06	1,18
45	1,52	1,55	1,67	1,34	1,53	1,11	1,26
50	1,66	1,70	1,84	1,43	1,68	1,15	1,33
55	1,82	1,88	2,06	1,55	1,84	1,20	1,42
60	1,99	2,07	2,36	1,67	2,03	1,26	1,51
65	2,24	2,36	2,78	1,80	2,28	1,32	1,62
70	2,57	2,74	3,22	1,95	2,65	1,38	1,73
75	2,96	3,15	3,70	2,12	3,04	1,45	1,86
80	3,36	3,57	4,20	2,37	3,46	1,52	1,99
85	3,80	4,04	4,75	2,68	3,91	1,60	2,15
90	4,26	4,52	5,32	3,00	4,38	1,68	2,39
95	4,74	5,04	5,93	3,35	4,84	1,77	2,67
100	5,25	5,58	6,57	3,71	5,40	1,87	2,96
105	5,79	6,16	7,24	4,09	5,96	1,97	3,26
110	6,36	6,76	7,95	4,49	6,54	2,09	3,58
115	6,95	7,39	8,69	4,91	7,15	2,23	3,91
120	7,57	8,04	9,46	5,34	7,78	2,43	4,26
125	8,21	8,73	10,27	5,80	8,45	2,64	4,62
130	8,88	9,44	11,10	6,27	9,13	2,85	4,99
135	9,58	10,18	11,97	6,76	9,85	3,08	5,39
140	10,30	10,94	12,87	7,27	10,59	3,30	5,79
145	11,05	11,74	13,81	7,80	11,37	3,55	6,22
150	11,82	12,56	14,78	8,34	12,17	3,79	6,65
155	12,63	13,42	15,78	8,92	12,99	4,05	7,10
160	13,45	14,30	16,81	9,49	13,85	4,31	7,57
165	14,31	15,21	17,89	10,10	14,72	4,59	8,05
170	15,19	16,14	18,98	10,72	15,63	4,87	8,54
175	16,10	17,11	20,11	11,36	16,56	5,16	9,05
180	17,03	18,09	21,28	12,02	17,51	5,46	9,57
185	17,99	19,12	22,49	12,70	18,50	5,77	10,12
190	18,97	20,16	23,71	13,39	19,52	6,08	10,67
195	19,99	21,24	24,98	14,11	20,55	6,41	11,24
200	21,02	22,33	26,27	14,84	21,62	6,74	11,82
205	22,09	23,47	27,60	15,59	22,72	7,08	12,42
210	23,17	24,63	28,96	16,36	23,84	7,43	13,03
215	24,29	25,81	30,36	17,14	24,99	7,79	13,66
220	25,43	27,03	31,78	17,95	26,16	8,16	14,30
225	26,59	28,27	33,25	18,78	27,37	8,54	14,96
230	27,80	29,54	34,74	19,62	28,59	8,92	15,63
235	29,02	30,84	35,27	20,49	29,85	9,31	16,32
240	30,27	32,16	37,83	21,36	31,13	9,71	17,02
245	31,54	33,52	39,42	22,26	32,45	10,12	17,74
250	32,84	34,90	41,04	23,18	33,78	10,53	18,47

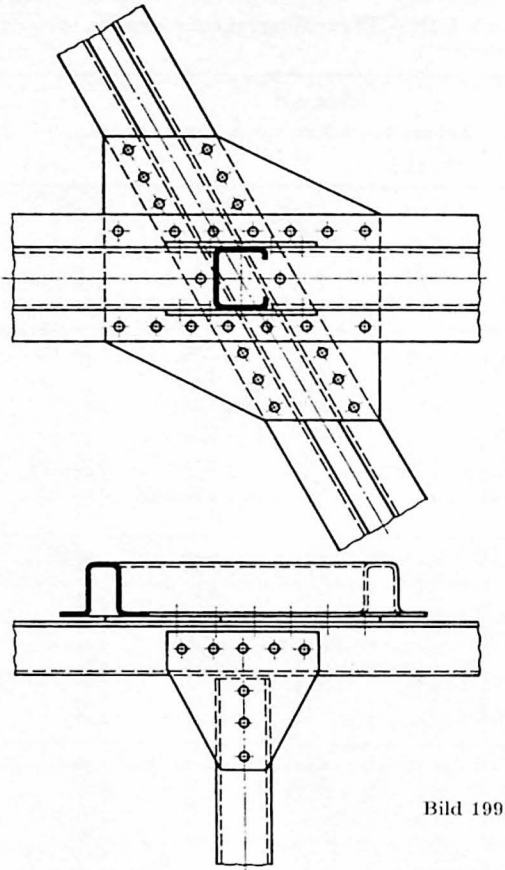


Bild 199. Knotenpunkt eines Leichtmetalltragwerks

Für die Berechnung und Ausführung von Aluminiumbauteilen im Hoch- und Kranbau ist DIN 4113 maßgebend:

1. Für Bauwerke und Konstruktionsteile sind die in Tafel 56 aufgeführten Aluminiumlegierungen zugelassen; kupferhaltige Legierungen plattiert und unplattiert. Der F-Wert gibt die Mindestzugfestigkeit in kp/mm² an.
2. Für Aluminiumniete sind die in Tafel 57 genannten Werkstoffe entsprechend den zu verbindenden Teilen zu verwenden. Es ist anzustreben, nur Teile aus gleichem Werkstoff miteinander zu verbinden. Um Verwechselungen der Nietwerkstoffe auszuschließen, müssen diese durch Körner, Stege oder Ringe auf den Köpfen gekennzeichnet sein.
3. Wenn konstruktiv oder fertigungstechnisch begründet, dürfen kalt- oder warmzuschlagende Stahlniete eingezogen werden (Korrosionsschutz beachten!). Es empfiehlt sich dann, verkadmete Stahlscheiben unter die

Köpfe zu legen, um die Druckflächen an den Leichtmetallteilen zu vergrößern.

4. Die auftretenden Spannungen sind nach DIN 1050 und 120 (siehe 2.4.3) zu berechnen. Zulässige Spannungen nach Tafeln 58 und 59, Knickzahlen ω nach Tafel 60.
5. Stabilitätsnachweise sind gemäß DIN 4114 zu führen, jedoch sind die in DIN 4113 angegebenen Abweichungen zu berücksichtigen.

In Bild 199 ist als Beispiel der Knotenpunkt eines Leichtmetall-Fachwerks dargestellt.

2.4.5 Nietverbindungen im Maschinen- und Gerätebau

Im Maschinen- und Gerätebau herrschen Verbindungen mit Kaltniete unter $d = 10$ mm vor (Halbrundniete DIN 660, *Senkniete* DIN 661 nach Tafel 54). Als Beispiel zeigt Bild 200 die mit Senkniete verbundenen Polringe einer

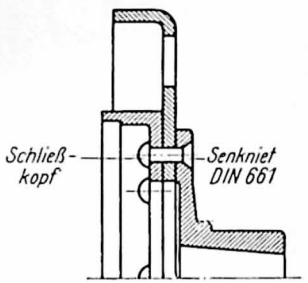


Bild 200. Genietete Polringe einer Elektrokupplung (*Pintsch Bamag AG*)

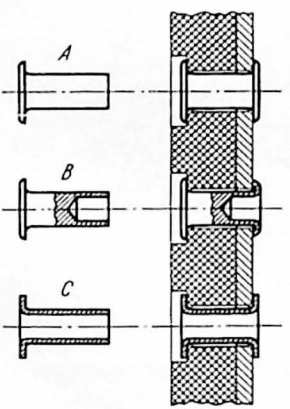


Bild 202. Niete nach DIN 7338
Form A mit vollem Schaft,
Form B mit angebohrtem Schaft,
Form C Rohrniet

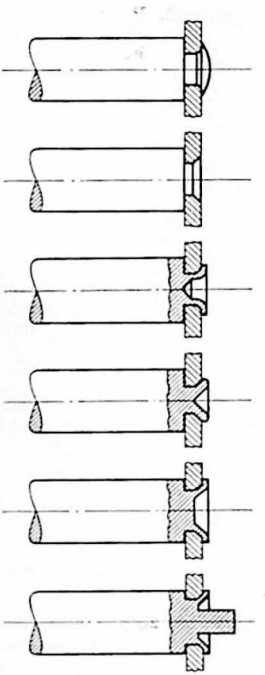


Bild 201. Verschiedene Stirnnietungen an Rundstäben

elektromagnetischen Kupplung. Möglichkeiten zum stirnseitigen Annieten von Teilen an Stäbe oder Achsen sind in Bild 201 dargestellt.

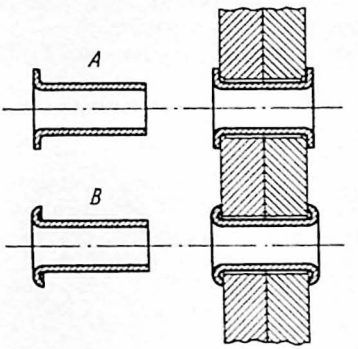


Bild 203. Rohrniete nach DIN 7340
Form A mit Flachkopf,
Form B mit angerolltem Rundkopf

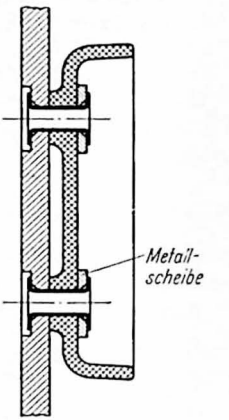


Bild 204. Mit Hohlniete befestigtes Preßstoffteil

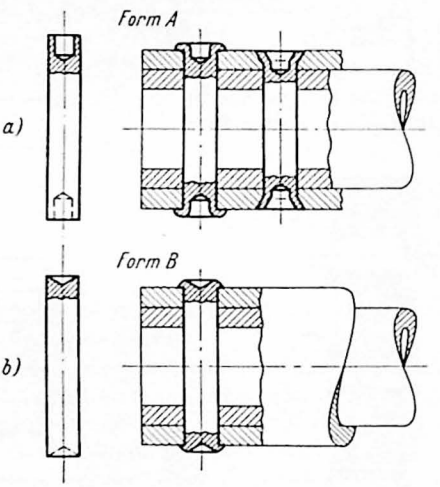


Bild 205. Nietstifte nach DIN 7341
a) für höhere Schließungskräfte, b) für niedrige Schließungskräfte

Teile aus elastischen oder besonders spröden Werkstoffen lassen sich wegen der verhältnismäßig hohen Schließungskräfte nicht mit Halbrund- oder Senk-Vollniete verbinden. Für sie sind Niete in den Formen nach DIN 7338 (Bild

202) und Rohrniete DIN 7340 (Bild 203) geeignet. Da sie die Löcher nicht voll ausfüllen, ist ihr Einsatz bei wechselnden Kräften zu vermeiden. Zum Vernieten von Teilen aus hochempfindlichen Werkstoffen, wie Weichgummi, Preßstoff, Hartpapier u. dgl., müssen unter die Nietköpfe Metallscheiben gelegt werden, um die Druckflächen zu vergrößern (Bild 204).

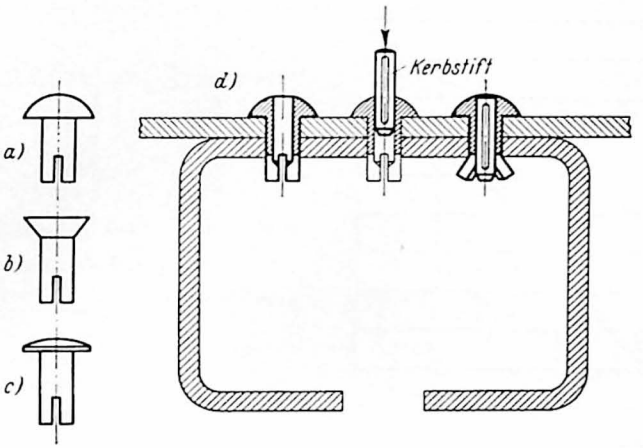


Bild 206. Blindniete (*Kerb-Konus-Gesellschaft*)
a) Halbrundniet, b) Senkniet, c) Flachrundniet,
d) Schließen eines Blindniets

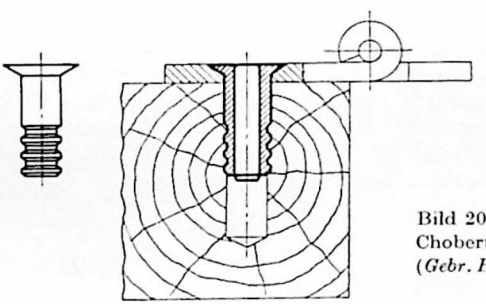


Bild 207. Verbindung mit Chobert-Holzblindniet (*Gebr. Happich GmbH*)

Weitere Verbindungselemente sind *Nietstifte* DIN 7341 zum Anstauchen von zwei Flach- oder Senkköpfen (Bild 205). *Blindniete* aus Stahl oder Leichtmetall, wie sie in 2.4.4 beschrieben wurden (Bilder 194 und 195), dienen vorwiegend zum Befestigen von Teilen, seltener zur Kraftübertragung. Sie werden angewendet, wenn ihr Einführen nur von einer Seite möglich ist. Der Schaft des *Kerpin-Blindnietes* (Bild 206) besitzt an seinem geschlitzten Ende eine Sackbohrung. Nach dem Einführen des Niets wird in seine Bohrung ein Kerbstift geschlagen, der das Schaftende aufweitet. Bild 207 zeigt die

mit einem *Chobert-Holzblindniet* hergestellte Verbindung von Blech mit Holz. Der Niet wird beim Durchziehen eines Kegeldorns aufgeweitet. Außer dem dargestellten Holzblindniet mit Senkkopf gibt es auch solche mit flachem und rundem Kopf.

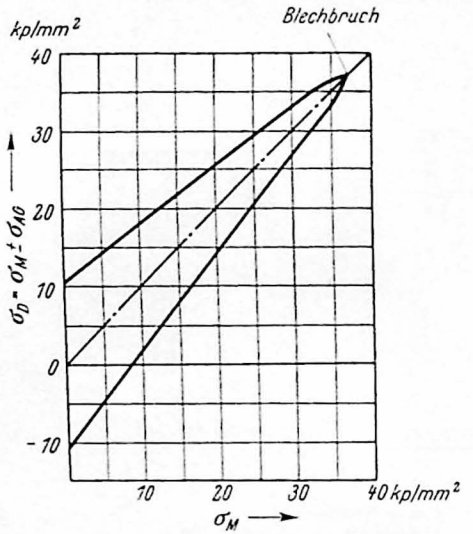


Bild 208. Dauerfestigkeitsschaubild für die Zugspannung in einer Doppellaschennietverbindung (Nietwerkstoff St 44, Blechwerkstoff St 37)

Die Berechnung der Nietverbindungen erfolgt wie im Stahl- und Leichtmetallbau auf Abscheren und Leibungsdruck (siehe 2.4.3). Für zügige Beanspruchung können die zulässigen Spannungen nach den Tafeln 31, 53, 58 und 59 (Hochbau, Lastfall H) zugrundegelegt werden. Für schwingende (dynamische) Beanspruchung ist in Bild 208 als Anhalt die Gestaltfestigkeit einer Doppellaschennietung dargestellt (Schwellfestigkeit von Leichtmetallverbindungen siehe Bild 198). Es ist zu beachten, daß mit der Oberspannung nicht über die zulässigen Spannungen für zügige Beanspruchung gegangen werden darf.

2.5 Bördel- und Sickenverbindungen

Durch Bördeln lassen sich rohr- oder topfförmige Teile mit scheibenförmigen Teilen verbinden (Bild 209). Die beiden Teile einer Bördelverbindung müssen so gestaltet sein, daß sie sich gegenseitig zentrieren und fixieren (stützen). Nachdem sie ineinandergesteckt sind, wird der rohrförmige Rand mit einer Druckrolle umgelegt (umgebördelt), so daß er das andere Teil formschlüssig umfaßt. Der Bördelrand kann sich sowohl am Außen-, als auch am Innenteil befinden.

Wegen der Einreißgefahr sind zum Bördeln nur zähe und weiche Stoffe oder solche, die durch Glühen weich gemacht werden können, wie Flußstahl

St 33–2, St 37–3, Aluminium und Aluminiumlegierungen, Messing, Kupfer u. dgl., geeignet. Dicke des Bördelrandes meist nicht mehr als 0,5 · · · 1 mm. Spröde Werkstoffe, wie Hartpapier, Preßstoff, Glas oder Porzellan, und dünne Bleche, die eingebördelt werden sollen, vertragen nur einen mäßigen Bördeldruck, so daß besonders für sie die den Bördelrand tragenden Teile aus einem leicht verformbaren, bildsamen Werkstoff bestehen müssen; außerdem muß der Bördelrand entsprechend dünn sein.

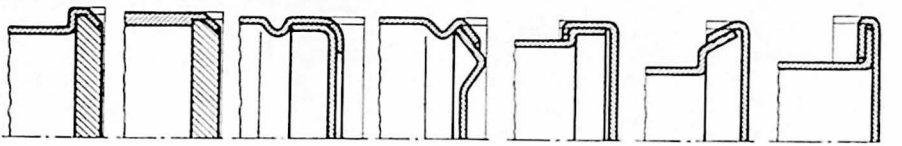


Bild 209. Beispiele von Bördelverbindungen

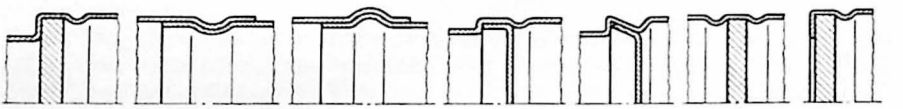


Bild 210. Beispiele von Sickenverbindungen

Ähnlich wie mit Bördeln lassen sich auch Sickenverbindungen herstellen (Bild 210). Mit einer Druckrolle wird in eines der beiden Bauteile eine Sicke gedrückt, die die Teile gegen axiales Verschieben sichert. Werkstoffmäßig gelten dieselben Voraussetzungen wie für Bördelverbindungen.
Bördel und Sicken verbinden nur formschlüssig, nicht aber kraftschlüssig, d.h., in Umfangsrichtung ist mit einer Kraftübertragung durch Reibhemmung nicht zu rechnen. In der Serienfertigung sollte man, so weit dies Funktion und Beanspruchung zulassen, möglichst oft auf diese billigen Verbindungsmittel zurückgreifen.
Eine weitere Möglichkeit zum Verbinden von Blechteilen besteht auch im *Falzen*, d.h. Umlegen von Lappen.

2.6 Preßverbindungen

2.6.1 Quer- und Längspreßpassungen, Herstellung

Das Fügen von Teilen durch einen Preßvorgang schafft haltbare, rüttelsichere Verbindungen, die große und auch schlagartig einsetzende oder wechselnde Kräfte übertragen können. Hauptsächlich werden umlaufende Teile, wie Laufräder, Turbinenläufer, Gebläseräder, Ankerscheiben u. dgl. auf Achsen oder Wellen gepreßt. Mit einem *Übermaß U* (Bild 211) werden *Innenteile* (Wellen) mit *Außenteilen* (Naben) gefügt.
Bei *Querpreßpassungen* erfolgt das Fügen entweder durch einen Schrumpfprozeß des Außenteils (*Schrumpfpreßpassung*) oder durch einen Dehnprozeß

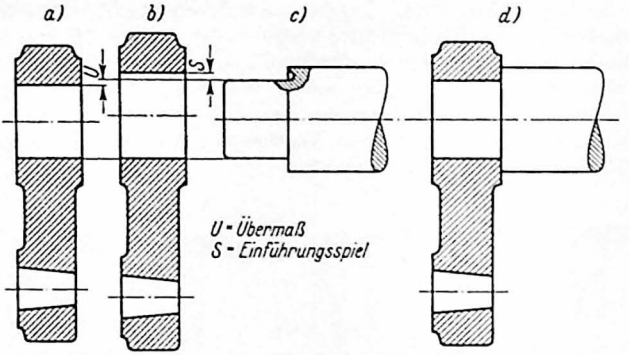


Bild 211. Preßverbindung (Querpreßpassung)
a) kaltes Außenteil, b) erwärmtes Außenteil, c) Innenteil, d) Außen- und Innenteil gefügt

des Innenteils (*Dehnpreßpassung*). Im ersten Fall wird das Außenteil durch Erwärmen so weit gedehnt, bis es sich leicht auf das Innenteil schieben läßt. Beim Erkalten schrumpft es zusammen und preßt sich kräftig auf das Innenteil. Im Ölbad sind Temperaturen bis etwa + 350° C erreichbar. Im zweiten Fall wird das Innenteil so weit unterkühlt, bis es sich in das Außenteil schieben läßt. Beim Erwärmen auf Raumtemperatur dehnt es sich aus und verpreßt sich mit dem Außenteil. Mit Trockeneis (Kohlensäureschnee) sind — 72° C erreichbar, mit flüssiger Luft — 190° C. Gewöhnlich wird das kleinere der zu fügenden Teile einer thermischen Behandlung unterzogen. Wenn durch einen Prozeß allein das Übermaß nicht kompensiert werden kann, wird die *Schrumpf-Dehnpreßpassung* angewendet, bei der das Außenteil erwärmt und das Innenteil unterkühlt wird.

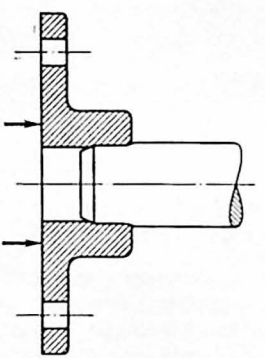


Bild 212. Längspreßpassung

Bei *Längspreßpassungen* werden die Teile im kalten Zustand durch eine mechanische Axialkraft (Längskraft) gefügt (Bild 212). Das Innenteil muß am Ende 2···5 mm unter 5° abgefast sein, damit während des Pressens der

Werkstoff nicht weggeschabt, sondern nur die Oberflächenrauhigkeiten eingeebnet werden. Um beim Zusammenpressen von Stahlteilen ein Fressen zu verhüten, werden die Fügestellen mit Öl oder Fett geschmiert. Teile aus verschiedenen Werkstoffen oder mit unterschiedlicher Härte können trocken gefügt werden.

2.6.2 Berechnung zylindrischer Preßpassungen

Die Berechnung einfacher Preßpassungen ist in DIN 7190 festgelegt. Dort heißt es: Die Forderung, die an eine Preßpassung gestellt wird, erstreckt sich auf einen bestimmten Widerstand (Haftkraft) gegen Verschieben oder Verdrehen der gefügten Teile. Die Kraft zum ersten Lösen ist größer als die *Rutschkraft*. Bei Wechsellast sinkt die Lösekraft auf die Größe der Rutschkraft ab. Um sicher zu gehen, setzt man daher die Rutschkraft ein. Für die Berechnung sind die Abmessungen der Paßteile, die Eigenschaften ihrer Werkstoffe und ihre Oberflächenwerte einzusetzen.

Zur Durchführung der Rechnung wird folgendes bemerkt:

1. Zwischen Spannung und Dehnung ist ein linearer Zusammenhang vorausgesetzt (für Werkstoffe, bei denen diese Bedingung nicht erfüllt ist, ergibt die Rechnung nur eine Näherung).
2. Gleiche axiale Länge von Außen- und Innenteil ist vorausgesetzt, doch spielt eine größere Länge eines Teiles keine Rolle, auch dann nicht, wenn die Durchmesser außerhalb der Preßfuge kleiner oder größer sind.
3. Die Werkstückform ist zylindrisch angenommen, derart, daß Außen- und Innenteil die gleiche Achse haben. Nicht zylindrische Teile müssen auf entsprechend zylindrische Formen reduziert gedacht werden.
4. Fliehkräfte sind nicht berücksichtigt; sie führen zur Verminderung der Haftkraft.
5. Erwärmungen oder Unterkühlungen im Betrieb werden dadurch berücksichtigt, daß man die Rechnung nochmals bei höchster bzw. tiefster Temperatur durchführt.
6. Wenn Außen- oder Innenteil durch Arme versteift sind, erhöhen sie die Pressung; um wieviel, ist durch Versuche festzustellen.

Ein Außenteil (Nabe) sei mit einer Welle als Innenteil gefügt (Bild 213). Der Preßvorgang hat die radiale *Fugenpressung p* erzeugt, die den zur Kraft-

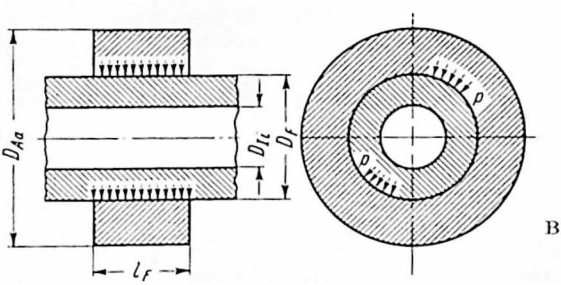


Bild 213. Fugenpressung p

übertragung erforderlichen Reibungswiderstand hervorruft. Wenn man das Außenteil als unter innerem Überdruck stehendes, das Innenteil als unter äußerem Überdruck stehendes dickwandiges Rohr betrachtet, errechnet sich nach den Gesetzen der Elastizitätslehre die Fugenpressung aus

$$p = \frac{Z}{(K_A + K_I)\, D_F \cdot 10^3} \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{87}$$

Z	[µm]	Haftmaß = wirksames Übermaß,
K_A	[mm²/kp]	Hilfsgröße für das Außenteil,
K_I	[mm²/kp]	Hilfsgröße für das Innenteil,
D_F	[mm]	Fugendurchmesser.

Die *Hilfsgrößen* K_A und K_I sind vom Werkstoff und von den Abmessungen der Paßteile (von der *Fugensteifigkeit*) abhängige Maße für die Dehnung bzw. Einschnürung der Paßteile. In Bild 214 sind sie für Stahl ($E = 20000$ kp/mm², $m = 10/3$) und Grauguß ($E = 10000$ kp/mm², $m = 4$) aufgetragen. Rechnungsmäßig:

$$K_A = \frac{(m_A + 1) + (m_A - 1)\, Q_A^2}{m_A\, E_A\, (1 - Q_A^2)} \text{ [mm}^2\text{/kp]}, \tag{88.1}$$

$$K_I = \frac{(m_I - 1) + (m_I + 1)\, Q_I^2}{m_I\, E_I\, (1 - Q_I^2)} \text{ [mm}^2\text{/kp]}, \tag{88.2}$$

m_A, m_I		*Poissonsche Zahl* der Paßteilwerkstoffe,
E_A, E_I	[kp/mm²]	Elastizitätsmodul der Paßteilwerkstoffe (Tafel 61).
Q_A, Q_I		Durchmesserverhältnisse der Paßteile:

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{Aa}}, \tag{89.1}$$

$$Q_I = \frac{D_{Ii}}{D_F}, \tag{89.2}$$

D_{Aa}	[mm]	Außendurchmesser des Außenteils,
D_{Ii}	[mm]	Innendurchmesser des Innenteils.

Tafel 61. Elastizitätsmodul E in kp/mm² verschiedener Werkstoffe (aus DIN 7190)

Werkstoff	E
Stahl und Stahlguß	20000 ··· 21000
Grauguß	7500 ··· 10500
Temperguß	9000 ··· 10000
Hartmetalle	54000 ··· 62000
Kupfer	12500
Rotguß	8500
Messing	8000
Aluminium u. -legierung	6500 ··· 7500
Magnesiumlegierung	3600 ··· 4700
Kunstharz DIN 7735	400 ··· 1600

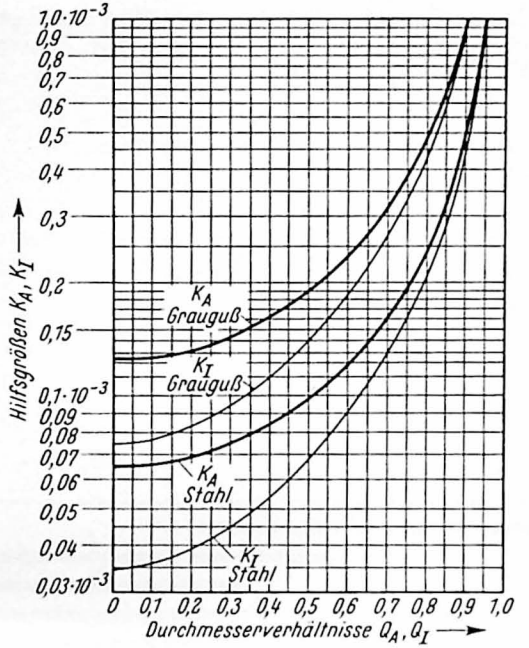


Bild 214. Hilfsgrößen K (nach DIN 7190)

Das *Haftmaß* Z reicht praktisch als Übermaß nicht aus. Durch den Preßvorgang werden nämlich die Fugenflächen geglättet, d.h. die Spitzen ihrer Mikrokämme in die Täler gedrückt (Bild 215a). Dadurch geht ein Teil ΔU des Übermaßes U verloren, der es auf das Haftmaß Z senkt (Bild 215b).

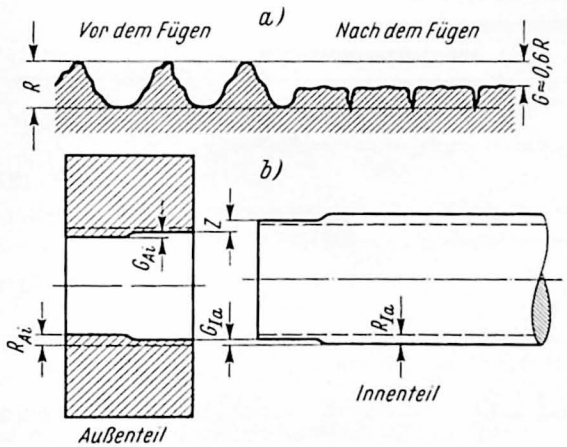


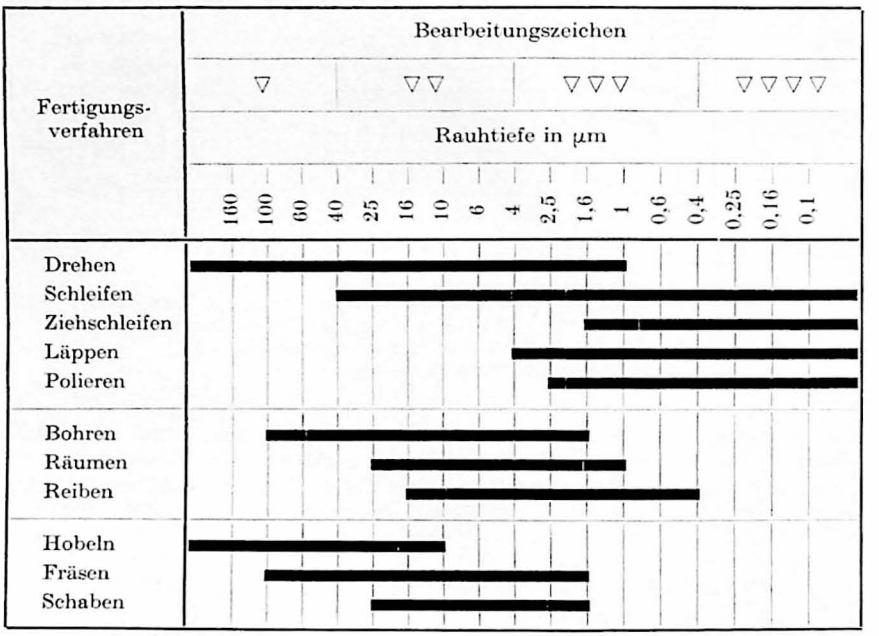
Bild 215. Oberflächenglättung beim Fügen von Preßverbindungen
a) Mikrogestalt (Rauhtiefe R und Glättungsgröße G), b) Senkung des Übermaßes U auf das Haftmaß Z

Glatte Oberflächen mit geringer *Rauhtiefe* R halten den Übermaßverlust klein (Rauhtiefen siehe Tafel 62). Wenn jede Oberfläche um einen Betrag G geglättet wird, ergibt sich der *Übermaßverlust* zu

$$\Delta U = 2\,(G_{A1} + G_{Ia})\ [\mu m], \tag{90}$$

G_{A1} [µm] Glättungsgröße an der Innenfläche des Außenteils $\approx 0{,}6 R_{A1}$,
G_{Ia} [µm] Glättungsgröße an der Außenfläche des Innenteils $\approx 0{,}6 R_{Ia}$.

Tafel 62. Oberflächengüte und Rauhtiefen bei spanenden Fertigungsverfahren



Mit U als vorhandenes Übermaß ergibt sich das *Haftmaß*:

$$Z = U - \Delta U\ [\mu m]. \tag{91}$$

Das Verhältnis Haftmaß/Fugendurchmesser ist nach DIN 7182 (Zylindrische Preßpassungen) das *bezogene Haftmaß*

$$\zeta = \frac{Z}{D_F}\,10^{-3}. \tag{92.1}$$

Dieses setzt sich aus einem Wert ζ_A als Maß für die Aufweitung des Außenteils und einem Wert ζ_I für die Einschnürung des Innenteils zusammen:

$$\zeta = \zeta_A + \zeta_I = \frac{p}{E_A}\left(\frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \frac{1}{m_A}\right) + \frac{p}{E_I}\left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \frac{1}{m_I}\right); \tag{92.2}$$

sinngemäß ist (siehe Bild 216):

$$Z = Z_A + Z_I = (\zeta_A + \zeta_I)\, D_F \cdot 10^3 \ [\mu m], \tag{92.3}$$

Z_A [µm] Aufweitung des Außenteils,
Z_I [µm] Einschnürung des Innenteils.

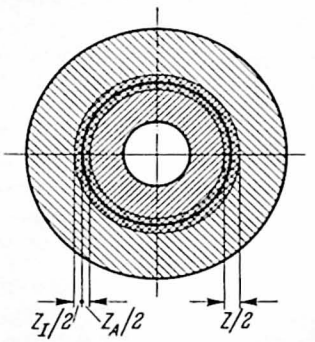


Bild 216. Aufweitung und Einschnürung der Paßteile

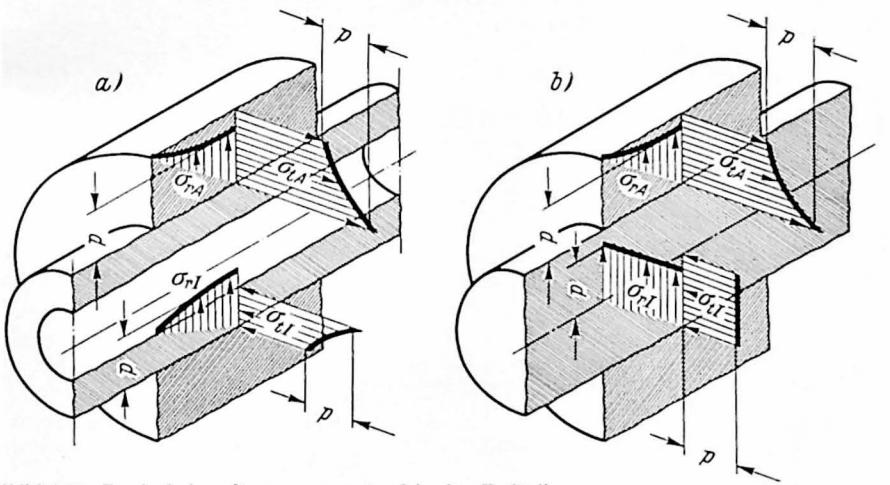


Bild 217. Zweiachsiger Spannungszustand in den Paßteilen
a) Verbindung mit hohlem Innenteil, b) Verbindung mit vollem Innenteil

In den beiden Teilen einer Preßverbindung herrscht ein zweiachsiger Spannungszustand mit tangentialen Normalspannungen σ_t und radialen Normalspannungen σ_r (Bild 217). Durch den Fügevorgang wird das Außenteil gedehnt und dadurch tangential mit der Spannung σ_{tA} auf Zug beansprucht. Radial wird es aber von der Fugenpressung p gedrückt (die Wand wird von innen her gequetscht), so daß radiale Druckspannungen σ_{rA} entstehen.

Das Innenteil wird vom Außenteil gequetscht und unter tangentiale Druckspannung σ_{tI} gesetzt. Radial ruft die Fugenpressung p ebenfalls Druckspannungen σ_{rI} hervor (die Wand wird von außen her gequetscht). Die Summe der beiden Spannungen σ_t und σ_r ist in jedem beliebigen Punkt eines Paßteiles dieselbe und somit für dieses Teil eine Konstante, wenn die Spannungen gemäß ihrem Vorzeichen eingesetzt werden (Zug +, Druck —). Es gilt:

$$\sigma_{tA} + \sigma_{rA} = 2p \frac{Q_A^2}{1 - Q_A^2} \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{93}$$

$$\sigma_{tI} + \sigma_{rI} = -2p \frac{1}{1 - Q_I^2} \text{ [kp/mm}^2\text{]}. \tag{94}$$

Nach der Hypothese der größten Schubspannung ist für den zweiachsigen Spannungszustand die *Vergleichsspannung* σ_v gleich der Differenz der beiden Normalspannungen. σ_v ist bekanntlich eine gedachte Spannung, mit der man eine mehrachsige Beanspruchung auf eine einachsige zurückführen kann. Unter dieser Voraussetzung ist zu setzen
für das Außenteil (Bilder 217a und b)

$$\sigma_{vA} = 2p \frac{Q_A^2}{1 - Q_A^2} \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{95}$$

für ein *hohles* Innenteil (Bild 217a)

$$\sigma_{vI} = -2p \frac{1}{1 - Q_I^2} \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{96.1}$$

für ein *volles* Innenteil (Bild 217b) jedoch

$$\sigma_{vI} = -p \text{ [kp/mm}^2\text{]}. \tag{96.2}$$

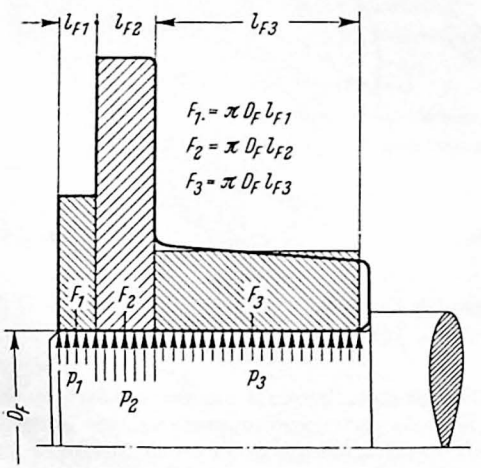


Bild 218. Unterteilung des Paßteilquerschnitts in mehrere Rechtecke

Überschreitet die Vergleichsspannung σ_v in einem Paßteil die Streckgrenze σ_S des Werkstoffs, so kann durch bleibende Verformung die Haftfähigkeit der

Verbindung sinken; man spricht dann von *plastischer Beanspruchung*. Anzustreben ist eine *elastische Beanspruchung* unterhalb der Streckgrenze, die ein Nachlassen der Spannungen nicht befürchten läßt. DIN 7190 führt hierzu aus: In vielen Fällen wird bei elastischer Beanspruchung die Paßtoleranz für die Paßteile ausreichen. Ist dies nicht der Fall, so kann man, wie für St 50 im besonderen durch Versuche bestimmt wurde, weit über die rechnerische Elastizitätsgrenze hinausgehen. Bei ihrer Überschreitung fallen bei Stahl die Haftktäfte bei größer werdendem Haftmaß ab, und zwar um so mehr, je dünner Außen- bzw. Innenteile sind, d.h., je größer ihre Q-Werte sind. Als untere Grenze aller Versuchswerte bis herunter zu $Q_A = 0{,}75$ wurde festgestellt, daß die Haftkräfte auf etwa den halben Wert absinken können. Für kleinere Werte von Q ist der Abfall kleiner.

In den weitaus meisten Fällen besitzt das Außenteil keinen einfachen, rechteckigen Querschnitt. Man denkt sich den Querschnitt in mehrere Rechtecke aufgeteilt (Bild 218) und führt die Berechnung für jedes gedachte Außenteil (ggf. Innenteil) getrennt durch. Die Rutschkräfte P_{r1}, $P_{r2} \cdots P_{rn}$ müssen dann zur Gesamtrutschkraft P_r addiert werden. Durch den Kraftschluß (die Reibhemmung) kann die Verbindung sowohl Umfangskräfte als auch Längskräfte (Axialkräfte) oder beide gleichzeitig aufnehmen. Die Kraft, bei der die Verbindung ins Rutschen kommen kann, beträgt

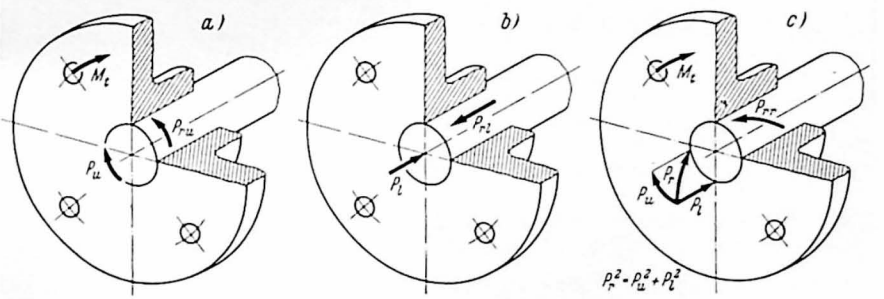


Bild 219. Kräfte an Preßverbindungen
a) Betriebsumfangskraft P_u und Rutschwiderstand P_{ru}, b) Betriebslängskraft P_l und Rutschwiderstand P_{rl}, c) aus Umfangs- und Längskraft resultierende Betriebskraft P_r und Rutschwiderstand P_{rr}

in *Umfangsrichtung* (Bild 219a)

$$P_{ru} = (F_1 p_1 + F_2 p_2 + \ldots + F_n p_n)\, \nu_{ru} \text{ [kp]}, \tag{97.1}$$

in *Längsrichtung* (Bild 219b)

$$P_{rl} = (F_1 p_1 + F_2 p_2 + \ldots + F_n p_n)\, \nu_{rl} \text{ [kp]}, \tag{97.2}$$

in *resultierender Richtung* (Bild 219c)

$$P_{rr} = (F_1 p_1 + F_2 p_2 + \ldots + F_n p_n)\, \nu_{rr} \text{ [kp]}, \tag{97.3}$$

F [mm²] Fugenfläche (jeweils $= \pi D_F l_F$),
ν_r Haftbeiwert (Haftreibungszahl) nach Tafel 63 (für ν_{rr} kann der größere der beiden Werte von ν_{ru} und ν_{rl} gesetzt werden).

Tafel 63. Haftbeiwerte für Preßpassungen nach DIN 7190 (kleine Werte bei großem Verhältnis Q wählen)

Längspreßpassung					
Innenteil	Stahl St 50				
Außenteil	St 50	GG-18	MgAl	Ms 58	Preßstoff Typ TGF
Schmierverhältnisse	Maschinenöl	–	trocken	trocken	trocken
ν_{ru}, ν_{rl}	0,05···0,17	0,07···0,12	0,02···0,06	0,03···0,07	0,22
ν_e	0,054···0,22	0,07···0,13	0,02···0,08	0,05···0,1	0,54

Querpreßpassung					
Innenteil	Stahl St 50				
Außenteil	St 50		GG-18	MgAl	Ms 58
Schmierverhältnisse	Maschinenöl	trocken	–	trocken	trocken
ν_{ru}	0,08···0,19	0,065···0,16	0,07···0,09	0,5···0,06	0,05···0,14
ν_{rl}	0,055···0,12				

Handelt es sich um eine *Längspreßpassung*, so beträgt die zum Einpressen erforderliche maximale Kraft, nach der die Presse auszuwählen ist:

$$\max P_e = (F_1 p_1 + F_2 p_2 + \ldots + F_n p_n)\, \nu_e \text{ [kp]}, \tag{98}$$

ν_e Haftbeiwert zum Einpressen (Tafel 63).

In Bild 220 sind die Kraftverhältnisse beim Ein- und Auspressen (Fügen und Lösen) veranschaulicht.

Da sich jede Passung innerhalb gewisser Toleranzen bewegt, kann die Preßpassung zwischen einem kleinsten Übermaß U_k und einem größten Übermaß U_g ausfallen. Um die Übertragungsfähigkeit zu sichern, ist die Rutschkraft unter Zugrundelegung von U_k zu berechnen. Da die höchsten Spannungen aber bei dem Übermaß U_g auftreten, muß dieses zur Berechnung der Beanspruchung (elastisch oder plastisch) herangezogen werden. Die Rutschkräfte müssen mit einer gewissen Sicherheit über den Betriebskräften liegen (Rutschsicherheiten siehe 1.6, Gleichungen 26). Daraus folgt die Größe des erforderlichen Mindesthaftmaßes Z. Preßpassungen nach Einheitsbohrung und Einheitswelle sind in Tafel 64 aufgeführt.

Versuche mit Preßverbindungen haben ergeben, daß sich auf der Fugenfläche wechselbiegebeanspruchter Wellen eine Reibkorrosion bildet, die an-

Tafel 64. Auswahl von Preßpassungen nach DIN 7154 und 7155 (die Tafelwerte geben die Größtübermaße U_g in µm an)

D_F [mm] über	bis	H7 za6	z6	x6	u6	t6	s6	r6	Toleranz[1]	H8 zc8	zb8	za8	z8	x8	u8	t8	s8	Toleranz[1]	H9 zc9	zb9	za9	z9	x9	u9	Toleranz[1]
		h6 ZA7	Z7	X7	U7	T7	S7	R7		h8 ZC8	ZB8	ZA8	Z8	X8	U8	T8	S8		h9 ZC9	ZB9	ZA9	Z9	X9	U9	
1,6	3	39	35	29	25		22	19	16	64	54		42	36			29	28	75	65		53			50
3	6	50	43	36	31		27	23	20	87	71		53	46			37	36	99	83		65			60
6	10	61	51	43	37		32	28	24	119	92	74	64	56			45	44	133	106		78			72
10	14	75	61	51	44		39	34	29	157	117	91	77	67			55	54	173	133		93			86
14	18	88	71	56	44		39	34	29	177	135	104	87	72			55	54	193	151		103	88		86
18	24		86	67	54		48	41	34	221	169	131	106	87			68	66	240	188	150	125	106		104
24	30		101	77	61	54	48	41	34	251	193	151	121	97	81		68	66	270	212	170	140	116		104
30	40		128	96	76	64	59	50	41		239	187	151	119	99		82	78	336	262	210	174	142		124
40	50			113	86	70	59	50	41		281	219	175	136	109		82	78	387	304	242	198	159	132	124
50	65			141	106	85	72	60	49		346	272	218	168	133		99	92	479	374	300	246	196	161	148
65	80				121	94	78	62	49			320	256	192	148		105	92		434	348	284	220	176	148
80	100				146	113	93	73	57			389	312	232	178		125	108		532	422	345	265	211	174
100	120				166	126	101	76	57				364	264	198	158	133	108			487	397	297	231	174
120	140				195	147	117	88	65				428	311	233	185	155	126			570	465	348	270	200
140	160					159	125	90	65				478	343	253	197	163	126			635	515	380	290	200
160	180					171	133	93	65					373	273	209	171	126				565	410	310	200
180	200					195	151	106	75					422	308	238	194	144				635	465	351	230
200	225						159	109	75					457	330	252	202	144				690	500	373	230
225	250						169	113	75					497	356	268	212	144					540	399	230
250	280						190	126	84					556	396	299	239	162					605	445	260
280	315						202	130	84					606	431	321	251	162					655	480	260
315	355						226	144	93					679	479	357	270	178					730	530	280
355	400						244	150	93						524	383	297	178					800	575	280
400	450						272	166	103						587	427	329	194					895	645	310
450	500						292	172	103						637	457	349	194					975	695	310

[1]) Das Kleinstübermaß U_k ergibt sich durch Abzug der Toleranz vom Größtübermaß U_g (Tabellenwert).

fangs zu einer Haftkrafterhöhung führt, dann aber die Fugenpressung infolge Ermüdungserscheinungen allmählich nachläßt. Die Haftkraft steigt bis zu etwa 10 Millionen Lastspielen an und fällt dann wieder ab. Preßverbindungen mit oberflächengewalzten Wellen hatten eine doppelt so hohe Haftkraft wie solche mit geschliffenen oder feingedrehten Wellen.

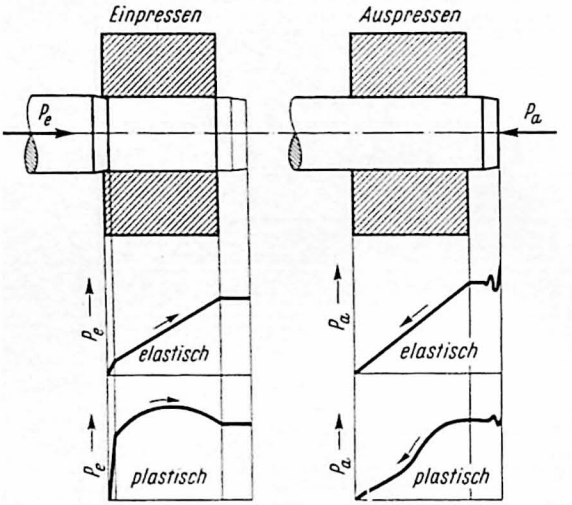


Bild 220. Kraftverlauf beim Fügen und Lösen einer Längspreßpassung

Erforderliche *Erwärmungstemperatur des Außenteils*

$$t_A = \frac{U_g + S}{\alpha_A D_F \cdot 10^3} + t_R \ [°C]; \tag{99}$$

erforderliche *Unterkühlungstemperatur des Innenteils*

$$t_I = \frac{U_g + S}{\alpha_I D_F \cdot 10^3} + t_R \ [°C], \tag{100}$$

S [µm] Einführungsspiel (in der Regel 30...100 µm),
α_A, α_I Wärmedehnungsbeiwerte nach Tafel 65,
t_R [° C] Raumtemperatur.

Bei Anwendung einer Schrumpf-Dehnpreßpassung sind Übermaß U_g und Einführungsspiel S auf Außen- und Innenteil je nach den thermischen Möglichkeiten aufzuteilen.

Gelangt eine Preßverbindung unter höhere Betriebstemperaturen, so dehnt sie sich. Für den Fall, daß sich das Außenteil stärker als das Innenteil dehnt, sinkt die Rutschkraft. Die Differenz ΔZ der Dehnungen der Paßteile beträgt

$$\Delta Z = (\alpha_A - \alpha_I)\, D_F \cdot 10^3 \Delta t \ [\mu m], \tag{101}$$

Δt [° C] Temperaturdifferenz $= t_B - t_R$, wenn t_B die Betriebstemperatur bedeutet.

Ergibt sich ΔZ als positiv, dann sinkt das Haftmaß Z um ΔZ auf Z_B, erweist es sich als negativ, so erhöht sich das Haftmaß Z um ΔZ auf Z_B. Mit Z_B ist

Tafel 65. Wärmedehnungsbeiwerte α nach DIN 7190

Werkstoff	α	
	Erwärmen	Unterkühlen
Stahl und Stahlguß	$11 \cdot 10^{-6}$	$-8{,}5 \cdot 10^{-6}$
Grauguß	$10 \cdot 10^{-6}$	$-8 \cdot 10^{-6}$
Temperguß	$10 \cdot 10^{-6}$	$-8 \cdot 10^{-6}$
Hartmetalle	$5{,}5 \cdot 10^{-6}$	—
Kupfer	$16 \cdot 10^{-6}$	$-14 \cdot 10^{-6}$
Rotguß	$17 \cdot 10^{-6}$	$-15 \cdot 10^{-6}$
Messing	$18 \cdot 10^{-6}$	$-16 \cdot 10^{-6}$
Aluminium u. -legierung	$23 \cdot 10^{-6}$	$-18 \cdot 10^{-6}$
Magnesiumlegierung	$26 \cdot 10^{-6}$	$-21 \cdot 10^{-6}$
Kunstharz DIN 7735	$40 \cdots 70 \cdot 10^{-6}$	—

zu kontrollieren, ob die Haftkraft (Rutschkraft) noch ausreicht oder ob die Vergleichsspannung im elastischen Bereich bleibt, falls eine elastische Beanspruchung angestrebt wird. Bei tieferen Betriebstemperaturen als die Raumtemperatur ist sinngemäß zu verfahren.

2.6.3 Schrumpfringe

Mit *Schrumpfringen* (Bild 221) werden geteilte Maschinenteile verbunden. Warm aufgezogene Ringe schrumpfen beim Erkalten und pressen die Stoßfugen der Teile kräftig zusammen. Dadurch werden die Bauteile *verspannt* (vorgespannt). In dieser Weise werden z. B. geteilte Schwungräder und geteilte Riemenscheiben gefügt. An einer Verbindungsstelle werden stets zwei oder mehr Schrumpfringe angeordnet. Der erzeugte Kraftschluß dient nicht zur Lastaufnahme, sondern nur zur Sicherung gegen Lockern. Kräfte werden vom Formschluß übertragen.

Die Schrumpfringe werden aus zähem Flußstahl St 34-2...St 42-2 hergestellt. Da die Übermaßtoleranz $(U_g - U_k)$ verhältnismäßig klein sein muß, ist eine Feinbearbeitung der Fugenflächen erforderlich. Gefügt wird, wenn die Nabenhälften bereits auf der Welle sitzen. Nabe und Welle müssen zueinander eine Haftpassung erhalten, damit das Schrumpfen der Ringe mittelbar über die Nabe auch auf die Welle wirkt. Das Drehmoment wird jedoch von Keilen oder Paßfedern übertragen.

Zur Berechnung einer Verbindung werden Nabe und Welle als gemeinsames Innenteil für den Schrumpfring betrachtet. Der Elastizitätsmodul ist dann für dieses Innenteil ein aus seinen Werkstoffen resultierndes:

$$E_I = \frac{E_n E_w (Q + 1)}{E_n + E_w Q} \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{102}$$

E_n [kp/mm²] Elastizitätsmodul des Nabenwerkstoffs,
E_w [kp/mm²] Elastizitätsmodul des Wellenwerkstoffs,
Q Wanddickenverhältnis $= w_n/w_w$.

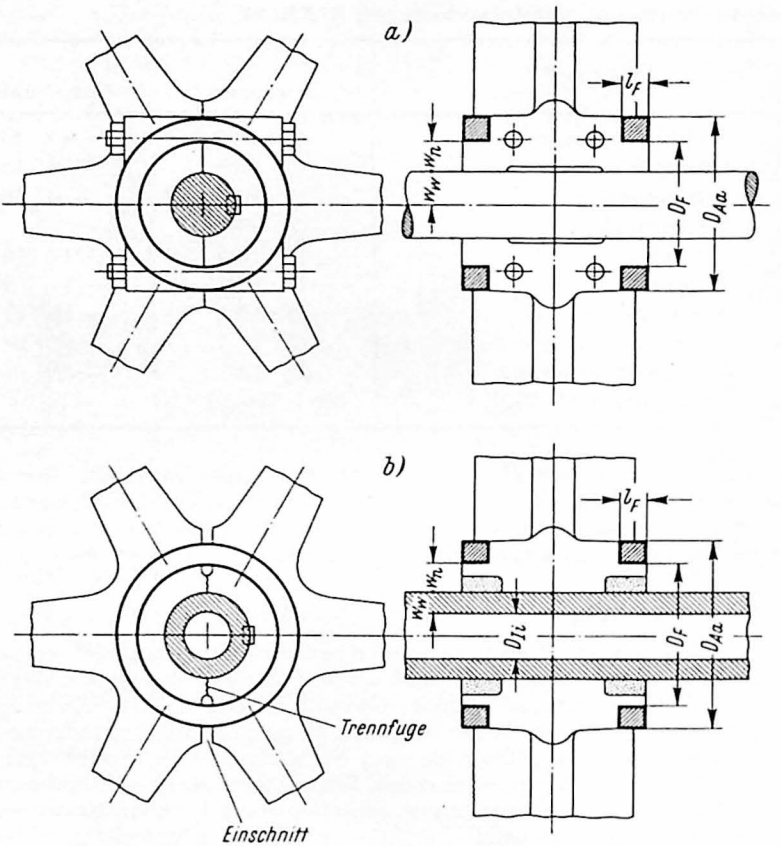


Bild 221. Mit Schrumpfringen gefügte Nabenhälften
a) mit Vollwelle und zusätzlicher Verschraubung, b) mit Hohlwelle und Nabeneinschnitten

Mit E_I ist die Berechnung in der beschriebenen Weise durchzuführen (siehe 2.6.2).

Um zusammengegossene Radhälften mit wenigen Schlägen trennen zu können, erhalten ihre Naben Einschnitte (Bild 221b). Durch diese werden die Naben elastischer (das Elastizitätsmaß E_I sinkt um 10...30%). Als Folge nehmen die tangentialen Spannungen in den Paßteilen ab.

Bild 222 zeigt die durch Schrumpfringe verbundenen Kranzhälften eines Schwungrades. Ein Ring drückt die Bauteile mit der *Vorspannkraft*

$$P_V = D_F\, l_F\, p \ \text{[kp]} \tag{103}$$

zusammen. Dabei wird der Kranzansatz (das Innenteil) um den Betrag Z_I eingeschnürt, der Ring (das Außenteil) um Z_A gedehnt. Dieser Fügevorgang

läßt sich in Kraft-Dehnungs-Schaubildern graphisch darstellen (Bilder 223a und b). Da beide Linien mit der Vorspannkraft P_V abschließen, kann man sie zusammenschieben, bis sie sich in P_V treffen (Bild 223c).

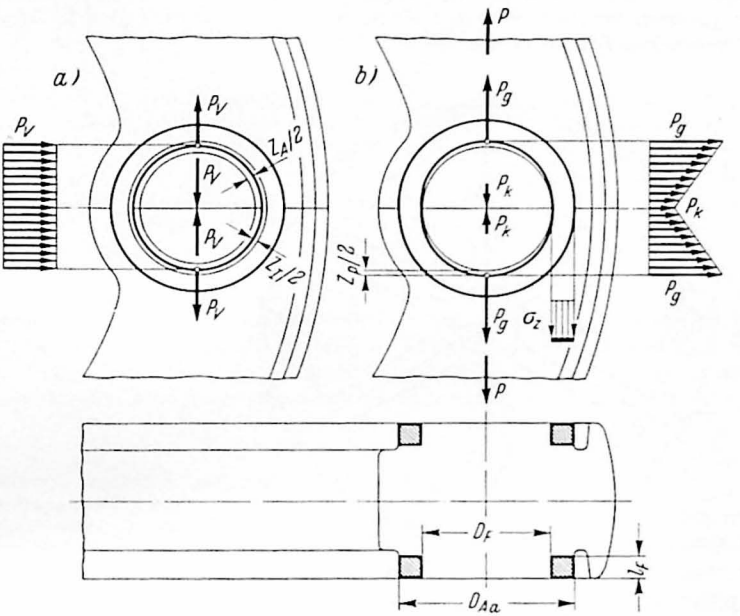


Bild 222. Mit Schrumpfringen gefügte Radkränze
a) nach dem Fügen, b) im Betrieb

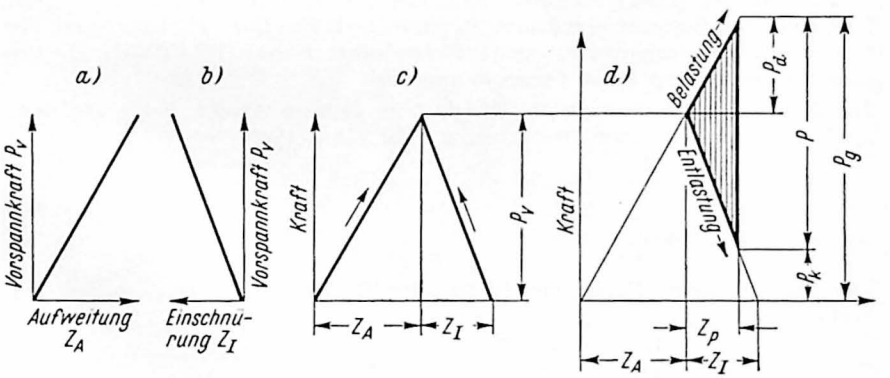


Bild 223. Entstehung des Verspannungsbildes für Schrumpfring-Verbindungen
a) Aufweitung des Außenteils, b) Einschnürung des Innenteils, c) Aufweitung und Einschnürung in einem Diagramm dargestellt, d) Verspannungsbild für den Betriebszustand

Während des Betriebes (während des Schwungradumlaufs) will die Fliehkraft C die Radhälften voneinander abheben (Bild 224). Das Abheben müssen die Schrumpfringe mit Sicherheit verhindern. Man nimmt näherungsweise an, daß $0{,}65C$ von der Nabenverbindung und $0{,}35C$ von der Kranzverbindung aufgenommen werden. Der auf einen Schrumfpring entfallende Anteil wird als *Betriebslast* P bezeichnet.

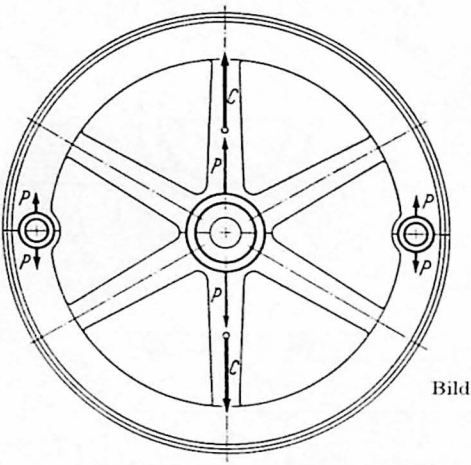


Bild 224. Aufnahme der Fliehkraft C der Schwungradhälften durch die Schrumpfringe

Die Kraft P dehnt den Ring in Kraftrichtung um Z_P weiter, während die Einschnürung der Bauteile in dieser Richtung um den gleichen Betrag Z_P zurückgeht (Belastung des Ringes, Entlastung der Bauteile). Demzufolge steigt die Ringlast von P_V auf P_g, und die Kranzlast sinkt an der Teilfuge von P_V auf P_k (Lastverteilung innerhalb der Bauteile siehe Bild 222). Die Differenz zwischen der Größtlast P_g und der Kleinstlast P_k kann nach den Gleichgewichtsbedingungen nur die Betriebslast P sein (Bild 223d). Die graphische Darstellung heißt *Verspannungsbild*.

Die Kraft P_d, um die sich die Ringlast im Betrieb erhöht, heißt *Differenzkraft*. Aus den ähnlichen Dreiecken in Bild 223d folgt:

$$P_d = P \frac{\frac{Z_I}{Z_A}}{1 + \frac{Z_I}{Z_A}} \text{ [kp]}. \tag{104.1}$$

Das Verhältnis Z_I/Z_A ist gleich dem der Hilfsgrößen K_I/K_A, so daß man auch schreiben kann:

$$P_d = P \frac{\frac{K_I}{K_A}}{1 + \frac{K_I}{K_A}} \text{ [kp]}. \tag{104.2}$$

Die Betriebslast P darf die Höhe der Größtlast P_g nicht erreichen, weil sonst $P_k \leqq 0$ würde (Abheben der Bauteile!). Die *Sicherheit gegen Abheben* soll sein

$$S_{Ab} = \frac{P_g}{P} \geqq 1{,}3 \ldots 1{,}8. \tag{105}$$

Hierin ist P_g die unter Zugrundelegung des Kleinstübermaßes U_k errechnete Größtlast.

Für die Kontrolle der Ringbeanspruchung (elastisch oder plastisch) ist die nach dem Größtübermaß U_g bestimmte Größtlast P_g maßgebend. Die *Zugbeanspruchung des Schrumpfringes* beträgt näherungsweise

$$\sigma_z = \frac{P_g}{f} = \frac{P_g}{(D_{Aa} - D_F) l_F} \text{ [kp/mm²]}, \tag{106}$$

f [mm²] Querschnitt des Schrumpfringes.

Bei elastischer Beanspruchung muß $\sigma_z < \sigma_S$ sein.

Die Schrumpfringe werden meistens mit quadratischem Querschnitt ausgeführt, wobei überschläglich $l_F = 0{,}2 D_F + 5$ [mm] angenommen werden kann. Sind die Naben oder Kränze zusätzlich noch mit Schrauben zusammengehalten, so werden diese sicherheitshalber als nichttragend angesehen.

2.6.4 Schrumpfanker

Zur Herstellung von Preßverbindungen werden mitunter auch nichtringförmige *Schrumpfanker* (Bild 225) verwendet. Durch die die Bauteile pressenden Ankerköpfe wird nicht nur der unmittelbar unter den Köpfen liegende Bauteilwerkstoff gequetscht und druckbeansprucht, sondern ein trapezförmiger Ausschnitt, den man *Druck-* oder *Spannungskörper* nennt. Den geschlossenen Kraftfluß stellt Bild 226 dar. Die äußeren Kraftlinien des sich ausbreitenden Flusses laufen, wenn sie durch die Bauteilgestalt nicht behindert werden, unter 45°. Nach links weisende Pfeile kennzeichnen Zug-, nach rechts wei-

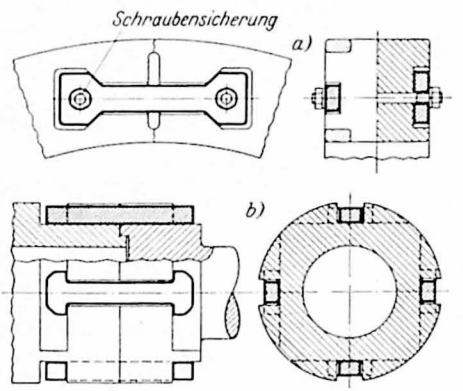


Bild 225. Schrumpfanker-Verbindungen
a) gefügte Kranzhälften, b) angeflanschter Wellenstumpf

sende Druckbeanspruchung in den Teilen, in denen sie sich befinden. Die Dichte der Kraftlinien ist ein Maß für die Höhe der Spannungen.
Bild 227 veranschaulicht die Gestalt-, Kraft-, Verformungs- und Spannungsverhältnisse vor und nach dem Fügen sowie die während des Betriebes durch die Last P verursachte Verspannung. Unter Berücksichtigung der Glättung an den Paßflächen (vgl. Bild 215) wird der Anker beim Fügen um das Maß Z_A gelängt, die Bauteile werden jedoch um Z_B gekürzt. Hierbei erfolgt ein Vorspannen mit der Kraft P_V. Nach den Regeln der Elastizitätslehre ist

$$P_V = \frac{E_A f_A Z_A}{l_F} 10^{-3} = \frac{E_B f_B Z_B}{l_F} 10^{-3} \text{ [kp]}, \tag{107}$$

E_A	[kp/mm²]	Elastizitätsmodul des Ankerwerkstoffs (Tafel 61),
E_B	[kp/mm²]	Elastizitätsmodul des Bauteilwerkstoffs (Tafel 61); besitzen die Bauteile Einschnitte (Bild 225a), so ist eine Abminderung von 10...30% zu berücksichtigen,
f_A	[mm²]	Querschnitt des Schrumpfankers,
f_B	[mm²]	mittlerer Querschnitt des Spannungskörpers (dieser reduziert gedacht auf eine Rechtecksäule),
Z_A	[µm]	Längung des Schrumpfankers,
Z_B	[µm]	Kürzung der Bauteile,
l_F	[mm]	Fügelänge.

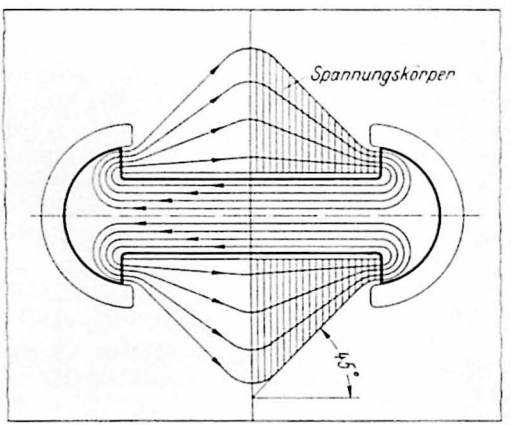


Bild 226. Kraftfluß in einer Schrumpfanker-Verbindung

Das *Haftmaß* Z ist gleich der Summe der Formänderungen:

$$Z = Z_A + Z_B \text{ [µm]}. \tag{108}$$

Aus den Gleichungen 107 und 108 folgt:

$$\frac{Z_A}{Z_B} = \frac{f_B E_B 10^{-3}}{f_A E_A 10^{-3}}. \tag{109}$$

Führt man wie üblich *Hilfsgrößen* K ein, nämlich

$$K_A = \frac{10^3}{f_A E_A} \text{ und } K_B = \frac{10^3}{f_B E_B}, \tag{110.1}$$

dann wird

$$Z_A = \frac{Z}{1 + \frac{K_B}{K_A}} \text{ [µm] und } Z_B = \frac{Z}{1 + \frac{K_A}{K_B}} \text{ [µm]} \tag{110.2}$$

Glättung, Übermaßverlust und Haftmaß sind bei gegebenem Übermaß U_g und U_k gemäß 2.6.2 zu berechnen (Gleichungen 90 und 91). Preßpassungen siehe Tafel 64.

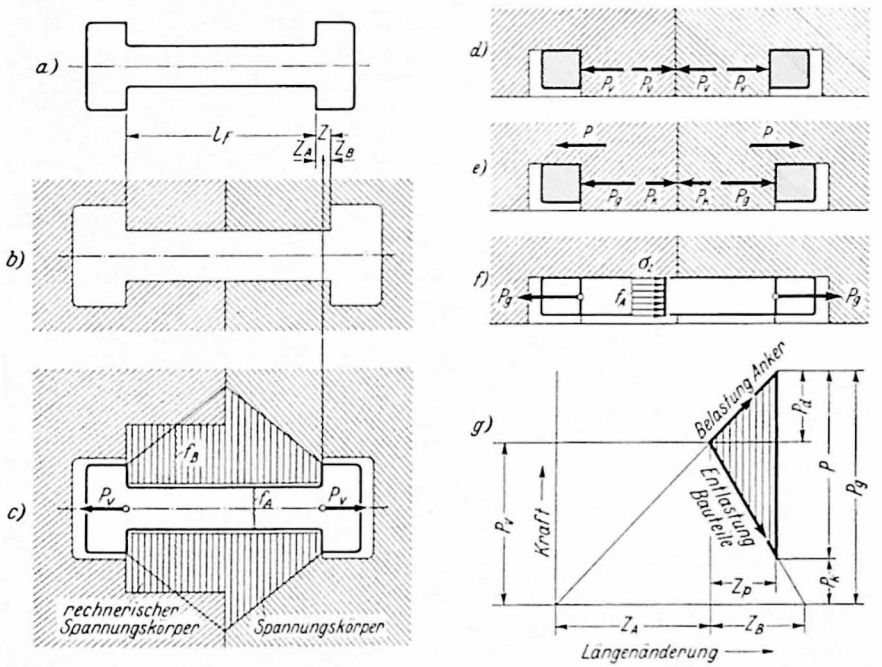


Bild 227. Verspannung einer Schrumpfanker-Verbindung
a) Anker vor dem Fügen, b) Bauteile vor dem Fügen, c) Verbindung nach dem Fügen, d) Vorspannkraft nach dem Fügen, e) Kräfte unter der Betriebslast P, f) Zugspannung im Anker, g) Verspannungsbild

Setzt eine Betriebslast P ein, so entstehen die gleichen Verspannungsverhältnisse wie in einer Schrumpfring-Verbindung (Bild 223). Dementsprechend ist die *Differenzkraft* (Bild 227g) zu errechnen aus

$$P_d = P \frac{\frac{K_B}{K_A}}{1 + \frac{K_B}{K_A}} \text{ [kp]}. \tag{111}$$

Sicherheit S_{Ab} gegen Abheben nach Gleichung 105.

Zugspannung im Ankerschaft (Bild 227f):

$$\sigma_z = \frac{P_g}{f_A} \leqq 0{,}5\sigma_S \text{ [kp/mm²]}. \tag{112}$$

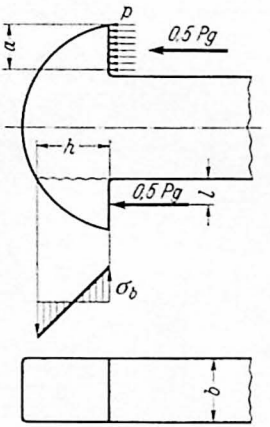


Bild 228. Beanspruchung des Ankerkopfes

Der *Ankerkopf* wird durch die Größtlast P_g (unter Zugrundelegung von U_g errechnet) auf *Biegung* beansprucht (Bild 228). Es gilt

$$\sigma_b = \frac{0{,}5 P_g \, l}{b \, h^2/6} \leqq 0{,}6\sigma_S \text{ [kp/mm²]}. \tag{113}$$

Für die *Pressung der Paßflächen* setzt man (Bild 228):

$$p = \frac{0{,}5 P_g}{a \, b} \leqq 0{,}7\sigma_S \text{ [kp/mm²]}. \tag{114}$$

Erforderliche *Erwärmungstemperatur des Schrumpfankers*:

$$t_A = \frac{U_g + S}{\alpha_A \, l_F \, 10^3} + t_R \text{ [°C]}, \tag{115}$$

S [µm] Einführungsspiel ≈ 30 µm,
α_A Wärmedehnungsbeiwert (Tafel 65),
t_R [° C] Raumtemperatur.

3 Lösbare Verbindungen

3.1 Befestigungs- und Tragschrauben

3.1.1 Gewinde, Schrauben, Muttern, Sicherungen

Schrauben sind die im Maschinenbau am häufigsten verwendeten Maschinenelemente. Sie dienen in vielen Formen und Abarten zum Befestigen von Stahlkonstruktionsteilen, Rohrflanschen, Kolben auf Stangen, Lagern und Maschinen auf Fundamenten, Deckeln auf Zylindern, Getriebekästen oder Lagergehäusen, von Kupplungsteilen u. dgl. Praktisch lassen sie sich beliebig oft lösen und wieder anziehen. Eine weitgreifende Normung macht sie wahllos austauschbar. Sie werden in Großserien hergestellt und sind deshalb verhältnismäßig billig.

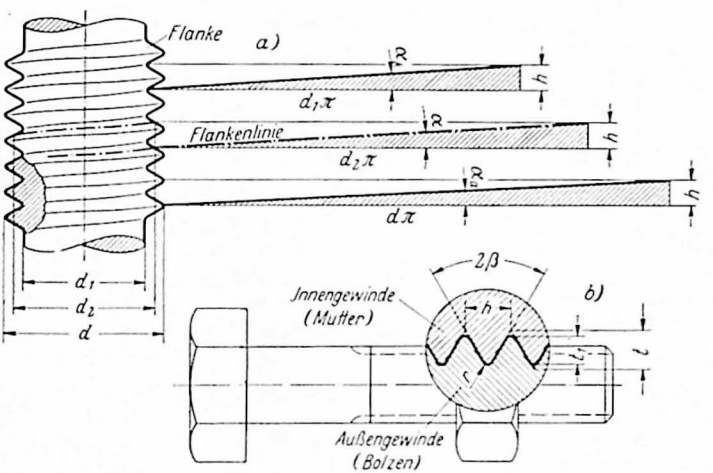


Bild 229. Befestigungsgewinde
a) Abwicklung der Windungslinien eines Ganges (α_a Außensteigungswinkel, α Flankensteigungswinkel, α_k Kernsteigungswinkel), b) Schraube und Mutter mit Außen- und Innengewinde

Schrauben besitzen *Gewinde*, deren *Gänge* sich mit der *Steigung* h um einen zylindrischen *Kern* mit dem Durchmesser d_1 winden (Bild 229a). Die zur theoretischen Erfassung der Kraftverhältnisse wichtige Abwicklung eines Ganges am Flankendurchmesser d_2 als mittlerem Gewindedurchmesser ist ein Dreieck mit dem *Flankensteigungswinkel* α. In gleicher Weise abgewickelt ergeben sich der *Außensteigungswinkel* α_a und der *Kernsteigungswinkel* α_k. Eine Schraubenverbindung besteht gemäß Bild 229b aus einem mit *Außengewinde* versehenen *Bolzen* (Schraube) und einem mit *Innengewinde* ausgestatteten Gegenstück (*Mutter* oder *Bauteil*). t ist die *Gewindetiefe*, t_1 die *Gewindetragtiefe*.

Die üblichen Befestigungsgewinde haben ein dreieckförmiges Profil und heißen deshalb *Spitzgewinde* (Bild 229b). *Metrisches Gewinde* hat einen Profilwinkel $2\beta = 60°$, *Whitworth-Gewinde* $2\beta = 55°$. Die Außendurchmesser d sind beim metrischen Gewinde in Millimetern angegeben, beim Whitworth-Gewinde in Zoll. In den angelsächsischen Ländern wird das letztere bevorzugt.

Es wird zwischen *Grob-* und *Feingewinden* unterschieden. Feingewinde haben gegenüber den Grobgewinden eine kleinere Gewindetiefe und eine dem-

Tafel 66. Abgekürzte Bezeichnungen für Gewinde (nach DIN 202)

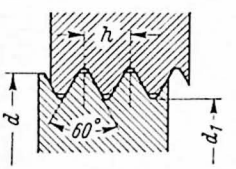
Art des Gewindes	Zeichen vor der Maßzahl	Maßangabe	Beispiel	Für Gewinde nach DIN
Whitworth-Gewinde	–	Gewindeaußendurchmesser in Zoll	2″	11
Whitworth-Feingewinde	W	Gewindeaußendurchmesser in mm mal Steigung in Zoll	W 84 × 1/6″	239, 240
Whitworth-Rohrgewinde	R	Nennweite des Rohres in Zoll	R 4″	259
Metrisches Gewinde	M	Gewindeaußendurchmesser in mm	M 60	13 Blatt 1
Metrisches Feingewinde	M	Gewindeaußendurchmesser in mm mal Steigung in mm	M 105 × 4	244 ··· 247, 516 ··· 521
Trapezgewinde	Tr	Gewindeaußendurchmesser in mm mal Steigung in mm	Tr 48 × 8	103, 378, 379
Rundgewinde	Rd	Gewindeaußendurchmesser in mm mal Steigung in Zoll	Rd 40 × 1/6″	405
Sägengewinde	S	Gewindeaußendurchmesser in mm mal Steigung in mm	S 70 × 10	155, 513, 514
Stahlpanzerrohr-Gewinde	Pg	Nennweite des Rohres in mm	Pg 21	40430

Bezeichnung des Zusatzes für	Abkürzung	Beispiele	Gültig für
Gas- und dampfdicht	dicht	M 20 dicht 2″ dicht R 4″ dicht	Metrisches Gewinde, Whitworth-Gewinde, Whitworth-Rohrgewinde
Linksgewinde	links	W 104 × 1/16″ links M 60 links R 4″ links Tr 48 × 8 links	Whitworth-Gewinde, Metrisches Gewinde, Trapezgewinde, Rundgewinde, Sägengewinde
Mehrgängiges Gewinde rechts	(···gäng)	2″ (2 gäng) Tr 48 × 6 (2 gäng)	
Mehrgängiges Gewinde links	links (···gäng)	2″ links (2 gäng) Tr 48 × 16 links (2 gäng)	

Tafel 67. Gewinde mit metrischem Profil, Auswahlreihen im Auszug nach DIN 13 (Abmessungen in mm, Kernquerschnitt f_k in mm²)

Reihe 1				Reihe 3			Reihe 4		
Gewinde	h	d_1	f_k	Gewinde	d_1	f_k	Gewinde	d_1	f_k
M 3	0,5	2,35	4,34	M 12×1	10,70	90	M 3×0,35	2,55	5,1
M 4	0,7	3,09	7,50	M 36×2	33,40	876	M 4×0,5	3,35	8,8
M 5	0,8	3,96	12,3	M 39×2	36,40	1041	M 5×0,5	4,35	14,9
M 6	1	4,70	17,3	M 42×2	39,40	1219	M 6×0,5	5,35	22,5
M 8	1,25	6,38	31,9	M 45×2	42,40	1412	M 8×1	6,70	35,3
M 10	1,5	8,05	50,9	M 48×2	45,40	1619	M 10×1	8,70	59,4
M 12	1,75	9,73	74,3	M 52×2	49,40	1917	M 12×1,5	10,05	79,4
M 16	2	13,40	141	M 56×2	53,40	2240	M 14×1,5	12,05	114
M 20	2,5	16,75	220	M 58×2	55,40	2411	M 16×1,5	14,05	155
M 24	3	20,10	317	M 60×2	57,40	2588	M 18×1,5	16,05	202
M 30	3,5	25,45	509	M 64×2	61,40	2961	M 20×1,5	18,05	256
M 36	4	30,80	745	M 68×2	65,40	3359	M 22×1,5	20,05	316
M 42	4,5	36,15	1027	M 72×2	69,40	3783	M 24×1,5	22,05	382
M 48	5	41,50	1353	M 76×2	73,40	4232	M 26×1,5	24,05	454
				M 80×2	77,40	4705	M 27×1,5	25,05	493
				M 85×2	82,40	5333	M 28×1,5	26,05	533
				M 90×2	87,40	6000	M 30×1,5	28,05	618
				M 95×2	92,40	6706	M 32×1,5	30,05	709
				M 100×2	97,40	7451	M 33×1,5	31,05	757
				M 105×2	102,40	8236	M 35×1,5	33,05	858
				M 110×2	107,40	9060	M 36×1,5	34,05	911
				M 115×2	112,40	9923	M 38×1,5	36,05	1021
				M 120×2	117,40	10825	M 39×1,5	37,05	1078
				M 125×2	122,40	11767	M 40×1,5	38,05	1137
				M 130×3	126,10	12489	M 42×1,5	40,05	1260
				M 140×3 bis M 300×3	136,10 bis 296,10	14549 bis 68861	M 45×1,5	43,05	1456
							M 48×1,5	46,05	1666
							M 50×1,5	48,05	1813
							M 52×1,5	50,05	1968
							M 55×1,5	53,05	2211
							M 58×1,5	56,05	2468
							M 60×1,5	58,05	2647
							M 62×1,5	60,05	2832
							M 65×1,5	63,05	3122
							M 68×1,5	66,05	3427
							M 70×1,5	68,05	3637

Reihe 2		
Gewinde	d_1	f_k
M 20×2	17,40	238
M 24×2	21,40	360
M 30×2	27,40	590
M 36×3	32,10	809
M 42×3	38,10	1140
M 48×3	44,10	1528
M 56×4	50,80	2027
M 64×4	58,80	2716
M 72×4	66,80	3505
M 80×4	74,80	4395
M 90×4	84,80	5648
M 100×4	94,80	7059
M 110×4	104,80	8627
M 120×4	114,80	10352
M 130×6	122,21	11729
M 140×6	132,21	13728
bis M 300×6	292,21	67061



entsprechend kleinere Steigung. Sie eignen sich bei kurzen Schraublängen, auf dünnwandigen Rohren und als Stellgewinde. In Tafel 66 sind die Bezeichnungen der genormten Gewinde zusammengestellt, Tafel 67 bringt die nach DIN 13 vorgeschlagenen Auswahlreihen für metrische Grob- und Feingewinde, auf die zurückgegriffen werden soll, um die Zahl an Fertigungs- und Meßwerkzeugen auf ein Minimum zu beschränken. In Tafel 68 sind die Abmessungen des Whitworth-Gewindes nach DIN 11 zu finden, in Tafel 69 die Gewindetragtiefen t_1 und die Ausrundungshalbmesser r des Gewindegrundes, jeweils in Abhängigkeit der Steigung h. Durchgangslöcher für metrische Schrauben siehe Tafel 70.

Verbindungen, die der Witterung ausgesetzt sind und öfter gelöst werden

müssen, wie Armaturenverschraubungen, Schlauch- und Waggonkupplungen u. dgl., werden meistens mit dem robusten, unempfindlichen *Rundgewinde* (Bild 230) versehen.

Tafel 68. Whitworth-Gewinde im Auszug nach DIN 11 (Abmessungen in mm, Kernquerschnitt f_K in mm²)

Gewinde	d	h	d_1	f_K	Gewinde	d	h	d_1	f_K
1/4″	6,350	1,270	4,724	17,5	1 1/4″	31,751	3,629	27,104	577,0
5/16″	7,938	1,411	6,131	29,5	1 3/8″	34,926	4,233	29,505	683,7
3/8″	9,525	1,588	7,492	44,1	1 1/2″	38,101	4,233	32,680	838,8
7/16″	11,113	1,814	8,789	60,7	1 5/8″	41,277	5,080	34,771	949,5
1/2″	12,700	2,117	9,990	78,4	1 3/4″	44,452	5,080	37,946	1131,0
5/8″	15,876	2,309	12,918	131,1	1 7/8″	47,627	5,645	40,398	1281,8
3/4″	19,051	2,540	15,798	196,0	2″	50,802	5,645	43,573	1491,2
7/8″	22,226	2,822	18,611	272,0	2 1/4″	57,152	6,350	49,020	1887,3
1″	25,401	3,175	21,335	357,5	2 1/2″	63,502	6,350	55,370	2407,9
1 1/8″	28,576	3,629	23,929	449,7	2 3/4″	69,853	7,257	60,558	2880,4

Tafel 69. Profilabmessungen in mm von metrischem Gewinde DIN 13 und Whitworth-Gewinde DIN 11

Metrisches Gewinde DIN 13 $2\beta = 60°$			Whitworth-Gewinde DIN 11 $2\beta = 55°$		
h	t_1	$\approx r$	h	t_1	$\approx r$
0,5	0,325	0,05			
0,6	0,390	0,06	1,270	0,813	0,174
0,7	0,455	0,08	1,411	0,904	0,194
0,8	0,520	0,09	1,588	1,017	0,218
1,0	0,650	0,11	1,814	1,162	0,249
1,25	0,812	0,14	2,117	1,355	0,291
1,5	0,974	0,16	2,309	1,479	0,317
1,75	1,137	0,19	2,540	1,627	0,349
2,0	1,299	0,22	2,822	1,807	0,388
2,5	1,624	0,27	3,175	2,033	0,436
3,0	1,949	0,32	3,629	2,324	0,498
3,5	2,273	0,38	4,233	2,711	0,581
4,0	2,598	0,43	5,080	3,253	0,698
4,5	2,923	0,49	5,645	3,614	0,775
5,0	3,248	0,54	6,350	4,066	0,872
5,5	3,572	0,60	7,257	4,647	0,997
6,0	3,897	0,65			

Üblich sind *Rechtsgewinde*, die durch Rechtsdrehung angezogen werden. *Linksgewinde* kommen nur für Sonderfälle in Betracht. In Tafel 66 sind auch

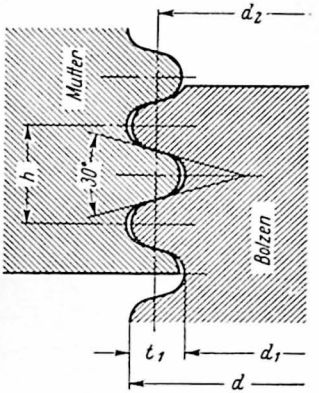


Bild 230. Rundgewinde DIN 405

Tafel 70. Durchgangsbohrungen in mm für Schrauben mit metrischem Gewinde (nach DIN 69)

Gewinde-durch-messer	Durchgangsbohrungen				
	fein 1	fein 2	mittel	grob 1	grob 2
	für Fein-mechanik	für Preßstoff, Porzellan	für allg. Maschi-nenbau	für Rohrlei-tungsbau	für gegossene Löcher
3	3,2	3,5	3,6		
3,5	3,7	4	4,2		
4	4,3	4,5	4,8		
5	5,3	5,5	5,8		
6	6,4	6,6	7		
7	7,4	7,8	8		
8	8,4	9	9,5		10,5
10	10,5	11	11,5		13
12	13	13,5	14		15
14	15	15,5	16		18
16	17	17,5	18	19	20
18	19	19,5	20	21	22
20	21	22	23	24	25
22	23	24	25	26	27
24	25	26	27	28	30
26	27	28	29	31	32
27	28	29	30	32	33
28	29	30	31	33	34
30	31	32	33	35	36
32	33		35	37	39
33	34		36	38	40
35	36		37	40	41
36	37		39	40	42
38	39		41	43	44
39	40		42	44	45
40	41		43	45	46
42	43		45	48	49

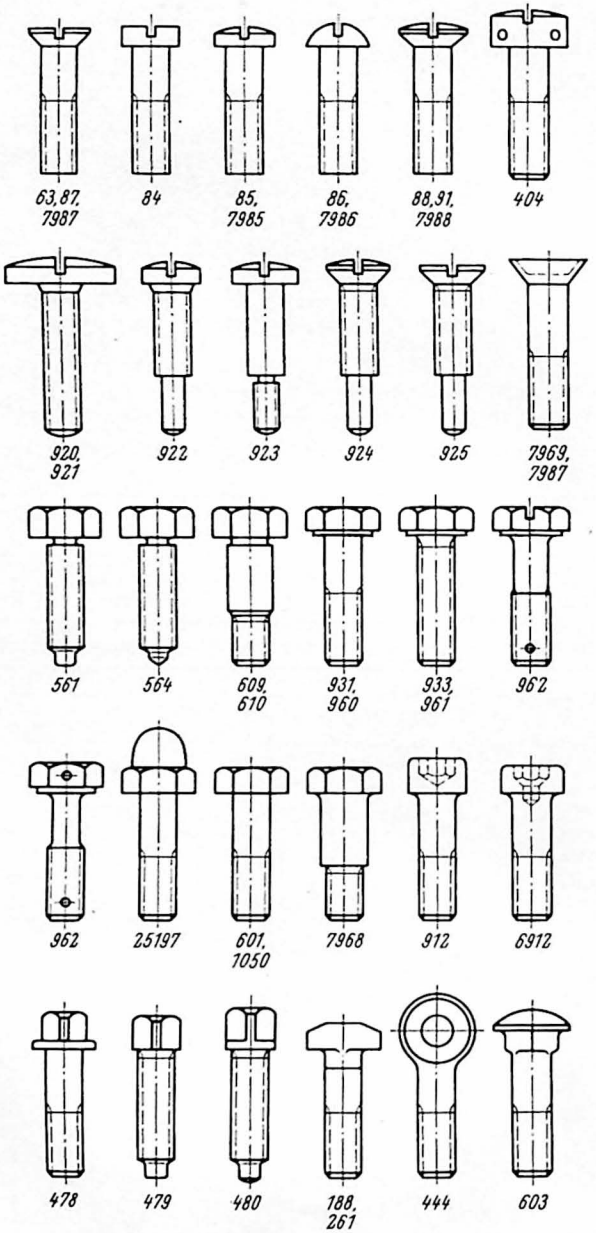


Bild 231. Auswahl genormter Kopfschrauben (die Zahlen geben die DIN-Nr. an)

die Kurzbezeichnungen für Linksgewinde, gas- und dampfdichte Gewinde aufgeführt.

Bild 231 zeigt genormte *Kopfschrauben*, Bild 232 genormte *Stiftschrauben*. Für Regelfälle haben die Kopfschrauben eine begrenzte Gewindelänge; es sind jedoch auch Schrauben mit bis an den Kopf reichendem Gewinde genormt. Die Stiftschrauben besitzen ein sog. *Einschraubende* mit einer Übergangspassung. Wenn es eingezogen ist, sitzt es rüttelsicher fest. Es wird nicht wieder gelöst. Stiftschrauben werden mit einem Spezialschlüssel (Stiftsetzer) in die Gewindelöcher der Bauteile eingezogen. Die zu befestigenden, zweiten Bauteile müssen entspr. Durchgangslöcher aufweisen. Die zum wiederholten Lösen bestimmten Gewinde haben Spielpassungen. *Anschweißenden* DIN 525 (Bild 232) werden mit ihrem gewindelosen Ende (Schaft) in oder an Bauteile geschweißt. Zu erwähnen sind noch die kopflosen *Gewindestifte* und *Schaftschrauben* (Bild 233). Genormte *Schraubenenden* zeigt Bild 234.

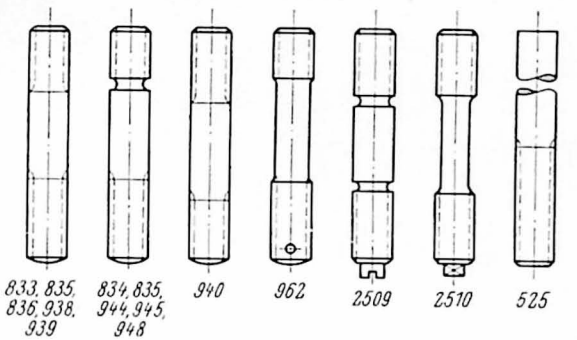


Bild 232. Auswahl genormter Stiftschrauben (die Zahlen geben die DIN-Nr. an)

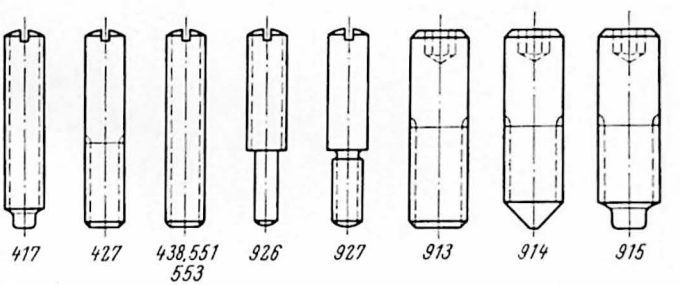


Bild 233. Auswahl genormter Gewindestifte und Schaftschrauben (die Zahlen geben die DIN-Nr. an)

Mit *Steinschrauben* DIN 529 (Bild 235) werden Maschinen auf Betonfundamenten verankert. *Dreikantverschraubungen* DIN 22416 (Bild 236) für schlagwetter- und explosionsgeschützte Geräte dürfen nur mit einem Dreikant-

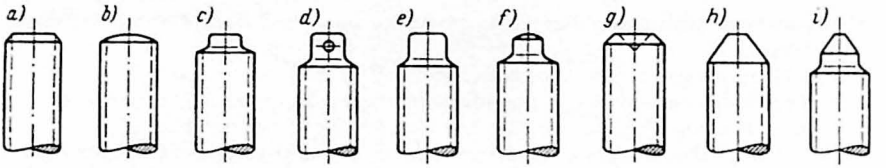
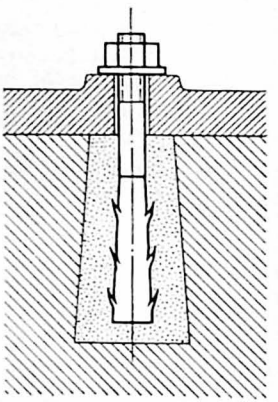


Bild 234. Schraubenenden nach DIN 78
a) Kegelkuppe, b) Linsenkuppe, c) Kernansatz, d) Splintzapfen, e) Zapfen,
f) Ansatzkuppe, g) Ringscheide, h) Spitze, i) Ansatzspitze



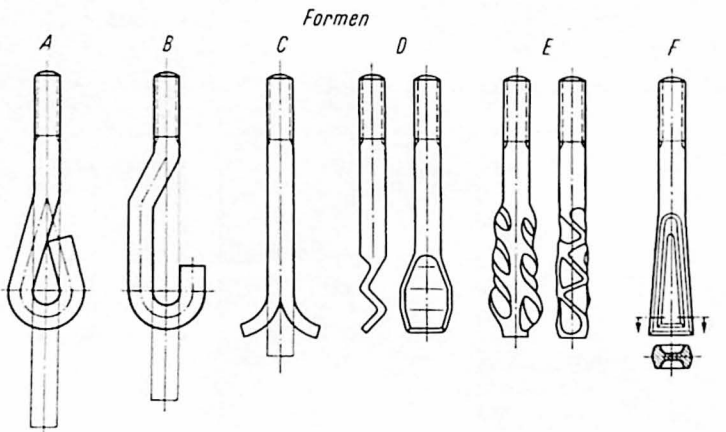


Bild 235. Steinschrauben DIN 529

steckschlüssel angezogen und gelöst werden. Um in ähnlicher Weise ein unbefugtes Lösen auszuschließen, werden oftmals Schrauben mit Sonderköpfen (Bild 237) verwendet.

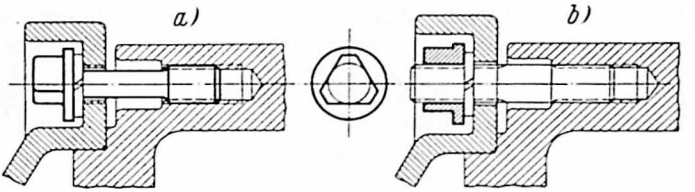


Bild 236. Dreikantverschraubungen
a) mit Dreikantschraube DIN 22424. b) mit Dreikantmutter DIN 22425

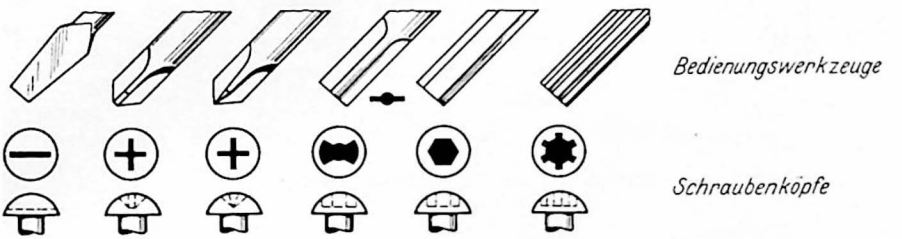


Bild 237. Sonderkopfformen von Schrauben

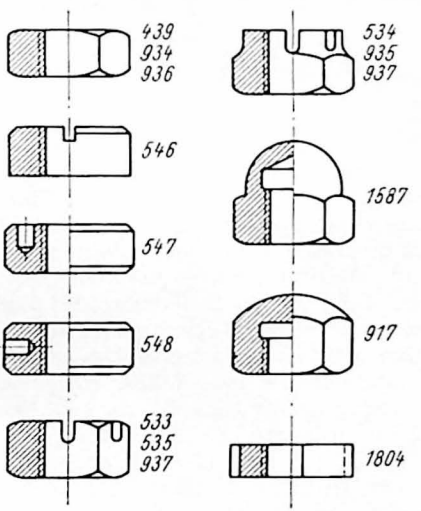


Bild 238. Auswahl genormter Muttern (die Zahlen geben die DIN-Nr. an)

Eine Auswahl genormter *Muttern* zeigt Bild 238. Für Blechkonstruktionen sind *Schweißmuttern* (Bild 239) billige Verbindungsmittel. Diese besitzen an der Auflageseite drei vorspringende Warzen und einen Zentrierbund. Das Verbinden mit dem Blech erfolgt durch elektrisches Widerstandsschweißen

(Buckelschweißen siehe 2.1.6), bei dem die Warzen niedergeschweißt werden. Die unverlierbar festsitzenden Muttern erleichtern die Montage. Für leichtere Blechverschraubungen (Gewinde M1 bis M5) sind *Durchzüge* DIN 7952 (Bild 240) geeignet. Mit einer Werkzeugnadel wird vorgelocht und die Düse gezogen, danach das Gewinde geschnitten. Damit die Düse nicht ausreißt, ist die Schraube stets von der Durchzugsseite her einzuziehen.

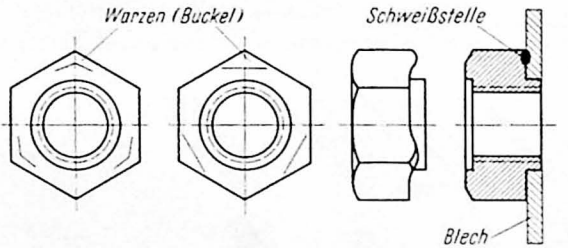


Bild 239. Schweißmuttern (*Bauer u. Schaurte, Neuß/Rh.*)

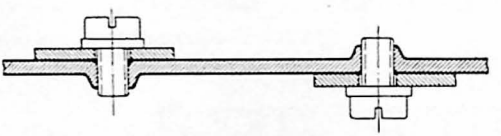


Bild 240. Blechdurchzüge mit Gewinde nach DIN 7952

Die Benennungen der Schrauben und Muttern sind in DIN 918 festgelegt.
Bei der Auswahl der Schrauben- und Mutternform spielt die Zugänglichkeit für die Bedienungswerkzeuge (Schraubenschlüssel, Schraubenzieher, Hakenschlüssel u. dgl.) eine Rolle. Es muß stets für eine gute Montage- und Demontagemöglichkeit gesorgt werden. An umlaufenden Maschinenteilen sollten keine Schraubenköpfe oder Muttern vorstehen, da sie eine ständige Unfallgefahr darstellen. Zur leichten Säuberung der Maschinen, insbesondere Werkzeugmaschinen, werden die Köpfe meistens versenkt. Die Wahl muß sich selbstverständlich auch nach wirtschaftlichen Gesichtspunkten richten. Bild 241 zeigt verschiedene Möglichkeiten einer Deckelbefestigung. Die Durchsteckverschraubung ist die billigste, da kein Gewinde in ein Bauteil geschnitten zu werden braucht. Die Verbindung mit Augenschraube und Kegelgriff dagegen ist die teuerste, aber die am einfachsten zu bedienende. Man zieht sie z. B. vor, wenn ein fortlaufendes Lösen und Anziehen wie in Arbeitsvorrichtungen notwendig ist, so daß sie durch die erzielte Zeitersparnis wirtschaftlicher als eine billigere Verbindung wird. Bild 242 veranschaulicht, wie man durch Anwendung einer Zylinderschraube mit Innensechskant anstelle einer Sechskantschraube Bauteile kleiner gestalten kann.
Unter den anzuziehenden Kopf oder die anzuziehende Mutter ist eine *Scheibe* zu legen, wenn die Unterlage, wie bei gegossenen, geschmiedeten oder gewalzten Teilen, uneben ist, um erhöhte Anzugs- und Lösemomente zu ver-

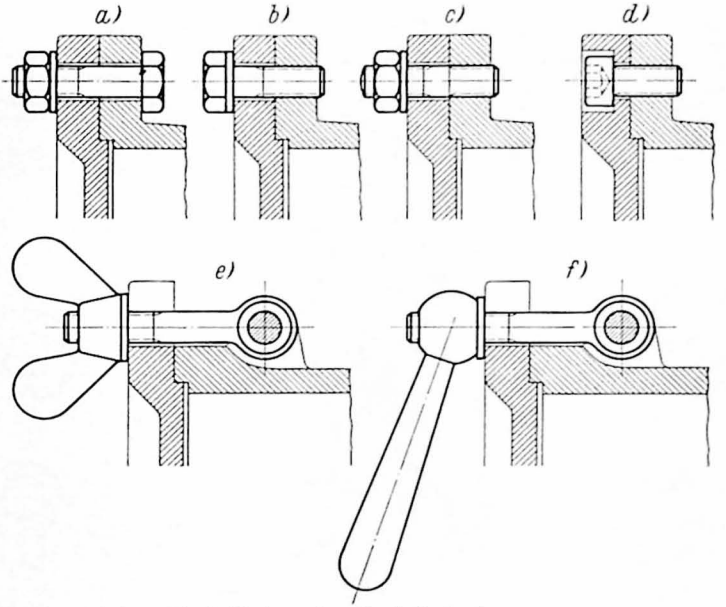


Bild 241. Verschiedene Möglichkeiten einer Deckelbefestigung
a) mit Sechskantschraube DIN 931 und Sechskantmutter DIN 934, b) mit Sechskantschraube DIN 931, c) mit Stiftschraube DIN 938 und Sechskantmutter DIN 934, d) mit Zylinderschraube mit Innensechskant DIN 912, e) mit Augenschraube DIN 444 und Flügelmutter DIN 315, f) mit Augenschraube DIN 444 und Kegelgriff DIN 99

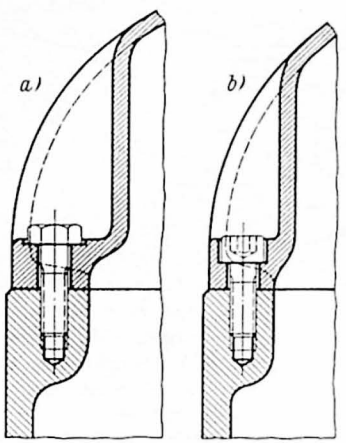


Bild 242. Gestaltung von Bauteilen
a) mit Sechskantschraube
b) mit Zylinderschraube mit Innensechskant

meiden. Scheiben werden auch dann untergelegt, wenn die Schrauben in Langlöchern sitzen, die Unterlagen spröde oder weicher als die Schrauben sind, oder wenn die Bauteiloberflächen wie an den Flanschen von [- und T-Profilen schräg zur Lochachse verlaufen (Bild 243). Unterlegscheiben für Sechskantschrauben und -muttern sind mit DIN 125, für Zylinder- und Halbrundschrauben sowie Rundmuttern mit DIN 433, 1440 und 1441 genormt.

Verschraubungen müssen gesichert werden, wenn sie sich durch betriebliche Stöße oder Erschütterungen lockern können. Genormte *Formschlußsicherungen* zeigt Bild 244, genormte *Kraftschlußsicherungen* Bild 245. Bei den ersten wird

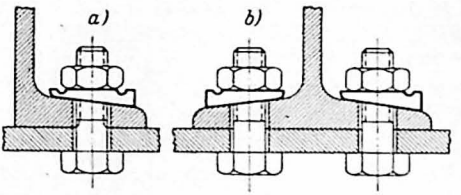


Bild 243. Unterlegscheiben an Schrägflanschen
a) Vierkantscheibe am [-Träger (U-Scheibe DIN 434),
b) Vierkantscheibe am I-Träger (I-Scheibe DIN 435)

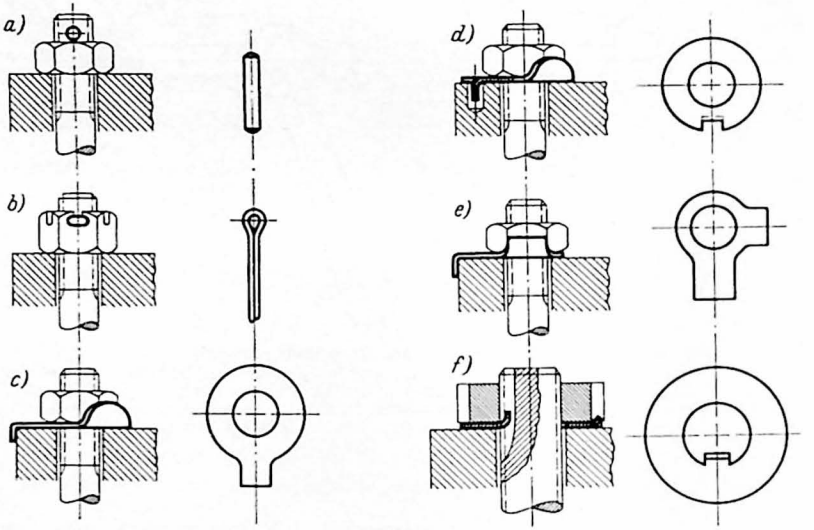


Bild 244. Formschlüssige Schraubensicherungen
a) Zylinderstift DIN 7,
b) Splint DIN 94,
c) Sicherungsblech mit Lappen DIN 93,
d) Sicherungsblech mit Nase DIN 432,
e) Sicherungsblech mit zwei Lappen DIN 463,
f) Sicherungsblech mit Innennase DIN 462

eine Drehbewegung der Schraube oder Mutter durch die Form unvorgespannter Elemente verhindert, während die zweiten durch Federwirkung die Gewinde radial oder axial verspannen. Die Nasen oder Lappen der Sicherungsbleche (Bild 244) müssen nach dem Anziehen der Verbindungen an Bauteil und Schraubenkopf bzw. Mutter gebogen werden. Mit Ausnahme von Nutmuttern sind Schraube und Mutter zu sichern. Gegenmuttern (Kontermuttern) sind nicht unbedingt rüttelsicher. Die Sicherungsmuttern DIN 7967 aus Federstahl (sog. *Palmuttern*) werden wie Gegenmuttern aufgeschraubt. Selbstsichernde Sechskantmuttern DIN 985 (sog. *Elastic-Stopmuttern*) haben eine Vulkanfiber-Einlage, die elastisch auf das Bolzengewinde drückt.

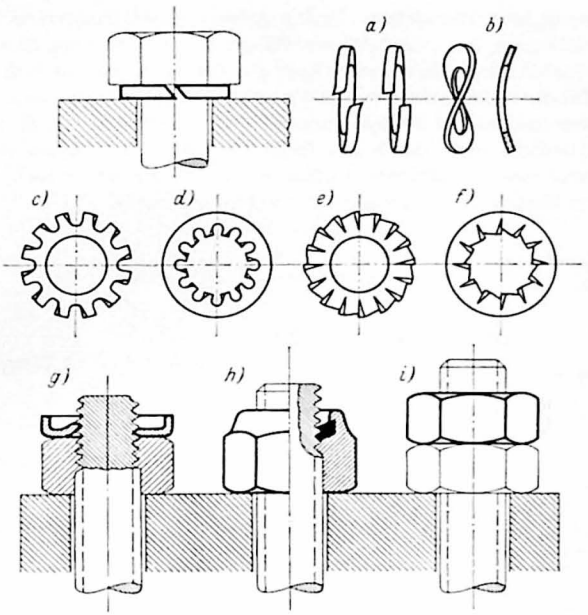


Bild 245. Kraftschlüssige Schraubensicherungen
a) Federringe DIN 127 und 7980, b) Federscheiben gewellt und gewölbt DIN 137, c) Zahnscheibe A (außengezahnt) DIN 6797, d) Zahnscheibe J (innengezahnt) DIN 6797, e) Fächerscheibe A (außengezahnt) DIN 6798, f) Fächerscheibe J (innengezahnt) DIN 6798, g) Sicherungsmutter DIN 7967, h) selbstsichernde Sechskantmutter DIN 985, i) Gegenmutter

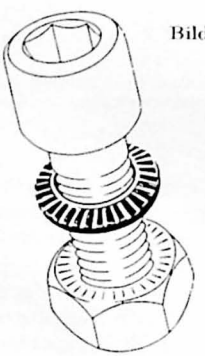


Bild 246. Schnorrsicherung (*Adolf Schnorr KG*)

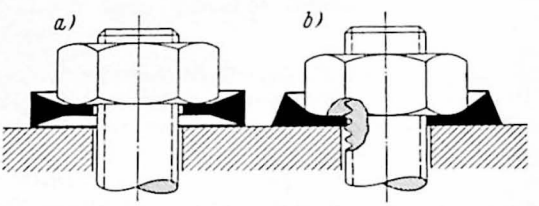


Bild 247. Dubo-Schraubensicherung (*Dubo-Schweitzer GmbH*)
a) vor dem Anziehen, b) nach dem Anziehen

In der Wirkungsweise gleicht die *Schnorrsicherung* (Bild 246) dem Federring und der Fächerscheibe (Bilder 245a und e). Sie ist eine durch beidseitig eingeprägte Profile ergänzte Tellerfeder. Ihre ebenen Gleitflächen verhindern

eine Spanbildung beim Anziehen. Im Gegensatz zum Federring legt sich der Teller gleichmäßig an (er erzeugt kein Biegemoment auf die Schraube!) und sitzt unbedingt rüttelfest. In neuerer Zeit werden auch Kunststoff-Sicherungsscheiben (*Dubo-Schraubensicherungen*) nach Bild 247 eingesetzt. Durch ihre elastischen Eigenschaften verspannen sie das Gewinde axial und dichten gleichzeitig. Ähnlich wirkt auch der *Usit-Ring* (Bild 248) aus Simrit (Kunstgummi), der auf einen Stahlring vulkanisiert ist. Er ist jedoch für ruhende Maschinenteile bestimmt (vorwiegend Dichtwirkung!).

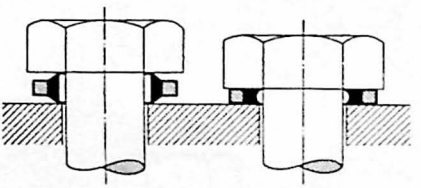


Bild 248. Usit-Ring (*Carl Freudenberg*)

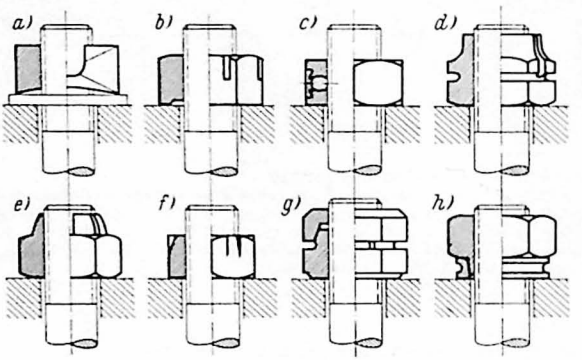


Bild 249. Kraftschlüssig selbstsichernde Muttern
a) gewölbte Vierkantmutter, b) Muldenmutter, c) Pfropfenmutter, d) warmfeste Radialspannmutter, e) Radialspannmutter, f) niedrige Radialspannmutter, g) Überwurf-Kegelmutter, h) Kegelringmutter

Bild 249 zeigt eine Reihe selbstsichernder Muttern. Die Vierkantmutter (Bild 249a) verformt sich beim Anziehen infolge ihrer Wölbung und Schlitzung und hält das Gewinde axial unter Spannung. Sie wird nur in Verbindung mit einer Unterlegscheibe gebraucht. Die Mutter nach Bild 249b besitzt eine muldenförmige Grundfläche und ist mehrmals schräggeschlitzt. Ihre Funktion entspricht prinzipiell der der gewölbten Vierkantmutter. In der Mutter nach Bild 249c befindet sich ein Nylonpfropfen, der auf das Bolzengewinde drückt. Der geschlitzte Hals der Muttern nach den Bildern 249d und e ist radial zusammengedrückt, so daß er durch Eigenfederung das Gewinde verspannt. Die Ausführung nach Bild 249d ist bis 650° C warmfest. Bei der Mutter nach Bild 249f ist das Gewinde an drei schwächeren Stellen nach innen gedrückt, so daß auch diese radial federn und verspannen. Die zwei-

teiligen Ausführungen (Bilder 249g und h) verspannen durch das Ineinanderdrücken von Kegelhälsen axial und etwas radial.

In den *Seeger-Schrauben-Sicherungsring* (Bild 250) aus Federstahlblech ist ein Gewindegang geprägt. Er wirkt durch die Vorspannung, die nach seinem Anziehen durch Einebnen der Wölbung entsteht. Bei geringen Kräften kann er gleichzeitig als Mutter dienen.

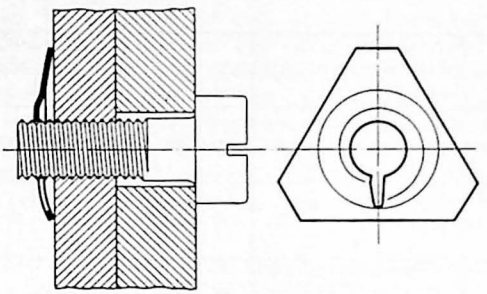


Bild 250. Seeger-Schrauben-Sicherungsring (*Orbis GmbH*)

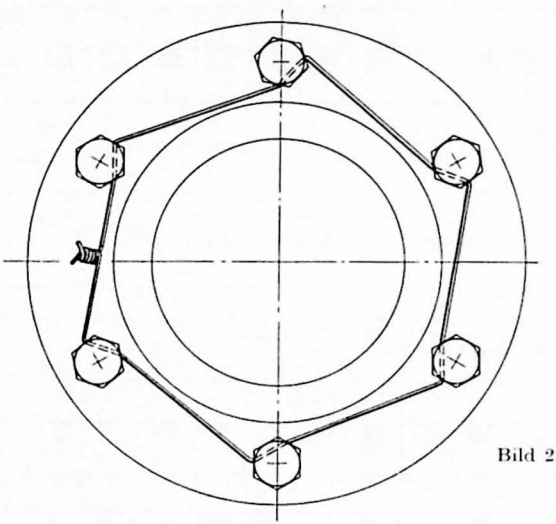


Bild 251. Schraubensicherung mit Bindedraht

Es sei noch erwähnt, daß man neuerdings Schraubenverbindungen stoß- und rüttelfest auch mit flüssigem Kunstharz sichert. Das Kunstharz wird nach dem Anziehen der Verbindung zwischen Bolzen und Mutter getropft; es dringt durch Kapillarwirkung in das Gewinde ein, wo es unter Luftabschluß aushärtet. Mit normalen Werkzeugen lassen sich derart gesicherte Verbindungen wieder lösen. Handelsname des betr. Mittels: *Loctite sealant* (Schutzmarke der American Sealants Company, Vertrieb durch Delo GmbH, Mün-

chen). Mehrere Schrauben oder Muttern können auch mit Bindedraht gemeinsam gesichert werden (Bild 251). Hierzu müssen die Köpfe tangential durchbohrt sein. Der Bindedraht wird so eingezogen, daß er bestrebt ist, die Schrauben festzuziehen.

Tafel 71. Sinnbilder für Schraubenverbindungen in Stahlkonstruktionen (nach DIN 407)

Gewindedurchmesser		M 8	M 10	M 12	M 14	M 16	M 18	M 20	M 22	M 24	M 27	M 30	M 33	M 36
Schaftdurchmesser[1]) mm		8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36
Kernquerschnitt[2]) mm²		31,9	50,9	74,3	102	141	171	220	276	317	419	509	636	745
Lochdurchmesser[3]) mm		8,4	11	13	15	17	19	21	23	25	28	31	34	37
Sinnbilder für	Schrauben mit normalem Durchgangsloch	8,4			15		19				28	31	34	37
	Schrauben mit anderen Durchgangslöchern[3])	Kreis mit Angaben für Lochdurchmesser und Schraube z. B. 26												
	Gewindelöcher	Doppelkreis mit Maßangabe z. B. M 24												
	Schrauben mit versenktem Kopf	z. B. M 20 oben versenkt					M 20 unten versenkt							
	auf Baustelle einzuziehende Schrauben	8,4			15		19				28	31	34	37
	auf Baustelle zu bohrende Schraubenlöcher	8,4			15		19				28	31	34	37

[1]) Angabe in der Zeichnung und maßgebend für die Berechnung der Schrauben auf Abscheren und Lochleibungsdruck.
[2]) Maßgebend für die Berechnung der Schrauben auf Zug.
[3]) Maßgebend für die Berechnung der Querschnittsschwächung.

In Stahlbauzeichnungen werden die Schraubenverbindungen sinnbildlich dargestellt (Tafel 71).

3.1.2 Werkstoffe, Herstellung, Ausführungsgüte

Der Werkstoff muß dem Herstellungsverfahren und dem Verwendungszweck angepaßt sein. Für Befestigungsschrauben und -muttern kommt überwiegend zäher *Stahl* mit verschiedenen Festigkeits- und Dehnungseigenschaften in Betracht. Nach DIN 267 (Schrauben, Muttern und ähnliche Gewinde- und Formteile) wird die *Stahlgüte* durch eine Zahl und einen Buchstaben gekennzeichnet (Tafel 72), die sich auf Mindestzugfestigkeit, Streckgrenze und Bruchdehnung beziehen (Werkstoffschlüsselliste zu den Kennzeichen siehe Tafel 73). Für Schraubenverbindungen an Kesseln und Druckbehältern sind warmfeste Stähle erforderlich. Nach AD-Merkblatt W7 muß die Bruchdehnung $\delta_5 \geqq 1100/\sigma_B$ betragen und die Kerbschlagzähigkeit mindestens 4 kpm/cm². Bis 350° C Betriebstemperatur genügen Werkstoffe der Tafel 72, über 350° C bis etwa 525° C sind sie nach dem Werkstoffblatt 630–51 »Warmfeste Stähle für Schrauben und Muttern« auszuwählen.

Tafel 72. Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften von Schrauben- und Mutternstahl (nach DIN 267)

Kennzeichen	4 A	4 D	4 P	4 S	5 D	5 S	6 D	6 G	6 S	8 G	10 K	12 K
Zugfestigkeit σ_B mind. kp/mm²	34	37		40	50		60			80	100	120
Streckgrenze σ_S mind. kp/mm²	20	21	21	32	28	40	36	54	48	64	90	108
Dehnung δ_5 mind. %	30	25	–	14	22	10	18	12	8	12	8	8

für Schrauben für Muttern

Normalschrauben von M2 bis M16 werden im allgemeinen kaltgepreßt, größere warmgepreßt. Neuerdings werden Schrauben auch aus niedriggekohlten Stählen fließgepreßt. Hierbei erfolgt eine Kaltverfestigung bis auf 80 kp/mm². Das Gewinde wird gewalzt oder gerollt. Wenn eine gedrehte oder geschliffene Oberfläche erforderlich ist, werden entsprechend ausgebildete Preßlinge zerspanend bearbeitet. Für größere Gewinde haben auch die leistungsfähigen Verfahren Fräsen und Wirbeln Bedeutung. Von der Stange werden Schrauben auf Drehautomaten gefertigt, wenn es sich um Sonderformen handelt oder die Stückzahl für Preßformen zu gering ist.

Das Innengewinde der Muttern kann nur zerspanend hergestellt werden, und sie werden überwiegend aus Automatenstählen gefertigt. Weitere Herstellungsmöglichkeiten für die Mutterform sind das Stanzen aus gezogenem Flachstahl, das Kaltpressen aus Runddraht und das Warmpressen aus Stählen mit höherem Phosphorgehalt.

Zur Festigkeitssteigerung werden Schrauben und deren Gewinde oftmals nachbehandelt (vergütet, einsatzgehärtet, nitriert, nachgewalzt). Dadurch ertragen sie besonders hohe Schwinglasten.

Tafel 73. Werkstoff-Schlüsselliste (Richtlinien) nach DIN 267 für Schrauben und Muttern

Kennzeichen		Geeigneter Ausgangswerkstoff für Herstellung durch		
		Warmformen	Kaltformen	Zerspanen
Schrauben	4 A	St 34	St 34	St 34 KG
	4 D	St 37, C 15	St 34, St 37, MU St 34, Q St 34	St 37 KG, 9 S 20 KG
	4 S	–	St 34 K, St 37 K, MU St 34, Q St 34	–
	5 D	St 50, C 35	Cq 22, Cq 35	C 35 KG, 35 S 20 KG
	5 S	–	Cq 35 K	St 37 K, C 15 K, 9 S 20 K, 15 S 20 K
	6 D	C 45	Cq 45	St 60 KG, C 45 KG
	6 G	–	St 37, Cq 35 K, Q St 34	–
	6 S	–	–	St 50 K, C 35 K, 35 S 20 K
	8 G	C 35, C 45, 34 Cr 4	Cq 35, Cq 45, 34 Cr 4	C 35, C 45
	10 K	41 Cr 4	41 Cr 4	–
	12 K	42 CrMo 4, 42 CrV 6	42 CrMo 4, 42 CrV 6	–
Muttern	4 D	St 37	–	St 37 KG, 9 S 20 KG
	4 P	Warmpreßmutterstahl	–	–
	5 D	St 50, C 35	–	St 50 KG, 35 S 20 KG
	5 S	–	–	St 37 K, C 15 K, 9 S 20 K, 15 S 20 K
	6 S	–	Kaltpreßmutterstahl	St 50 K, C 35 K, 35 S 20 K
	8 G	C 35, C 45	–	C 35, C 45 35 S 20, 45 S 20

*Messing*schrauben und -muttern dienen vorwiegend für elektrische Installationen (Kabelklemmverbindungen) und für Verbindungen unter höheren Betriebstemperaturen. Zur zerspanenden Herstellung der Gewinde eignet sich Ms 58, zum Gewindewalzen oder -rollen Ms 63 und Ms 67.
Leichtmetalle haben sich für dynamische Beanspruchungen nicht bewährt, da diese Stoffe wegen ihrer niedrigen Streckgrenze gegen Stöße empfindlich sind. Sie werden jedoch bei ausschlaggebendem Korrosionsverhalten angewendet, z.B. in Leichtmetall-Hochbauten, oder zum Verbinden von Holz- oder Kunststoffteilen, die vorwiegend Schubkräfte zu übertragen haben. Geeignet sind dann: AlCuMg 1 F 40 und AlMgSi 1 F 32.
Je nach Verwendungszweck und Funktion der Schrauben und Muttern ist eine bestimmte *Ausführungsgüte* erforderlich. Nach DIN 267 gibt es die Ausführungen *mittel* (m), *mittelgrob* (mg) und *grob*) (g), die sich durch Oberflächengüte, Maß- und Formgenauigkeit unterscheiden. Die Kurzbezeichnung ist auf Zeichnungen, Stücklisten und Bestellungen (mit Ausnahme von m) anzugeben. In Tafel 74 sind die Oberflächengüten zusammengestellt.

Tafel 74. Oberflächengüte von Schrauben und Muttern (nach DIN 267)

Güte	Schraube			Mutter	
m	alle Flächen und Gewinde jedoch Kuppen		▽▽ ▽	alle Flächen und Gewinde	▽▽
mg	Gewinde, Schaft und Auflagefläche alle übrigen Flächen		▽▽ ~	Gewinde und Stirnflächen Schlüsselflächen	▽▽ ~
g	Gewinde	Flanke, Kerndurchmesser Außendurchm.	▽ ~	Flanke, Außendurchm. Kerndurchmesser	▽ ~
	alle übrigen Flächen ~				

Korrosionsgefährdete Schrauben müssen geschützt werden. Eine Übersicht über die gebräuchlichen Schutzmittel gibt Tafel 75. Leichtmetallschrauben werden am besten eloxiert. Erhöhte Korrosionsgefahr besteht, wenn zwei Metalle zusammenstoßen, die in der elektrochemischen Spannungsreihe weit auseinander liegen, und Feuchtigkeit hinzutritt. Dies ist bei Leichtmetallteilen der Fall, die mit Stahlschrauben verbunden sind. Man schützt sie durch Unter- und Zwischenlegen von Zink-, Kadmium- oder Kunststoffscheiben. Oftmals tritt auch *Reibkorrosion* (sog. »Passungsrost«) auf. Sie bildet sich an Metallteilen, die unter hoher Flächenpressung kleinste Verschiebungen gegeneinander erfahren. Die befallenen Stellen sind durch Aufrauhung und Oxydbelag kenntlich. Reibkorrosion mindert die Gestaltfestigkeit. Durch Nitrieren (z.B. des Gewindes) läßt sie sich unterbinden.

Tafel 75. Korrosionsschutz von Schraubenverbindungen

Geschützt durch	Schichtdicke [µm]	Aussehen der Schicht	Geeignet für Klima	Anwendung auf	Verschleißfestigkeit
Verkupfern	4···8	leicht glänzend	N	A	gering
Vermessingen	2···4	matt bis glänzend	N	A	gut
Vernickeln	4···8	matt	T	A	gut
Verzinken	6···8	matt glänzend	T	I	gut
Verzinnen	8···12	matt	T	A	gering
Verkadmen	6···8	matt glänzend	T	I, A	gut
Verbleien[1])	6···12	matt, grau, schwarz	T	I	sehr gering
Brünieren	1···2	leicht glänzend	N	I	sehr gering
Bläuen	1···2	blau glänzend	N	A	gering
Bondern	1···2	matt, grau	N	A	sehr gering
Schwärzen	1···2	matt, schwarz	N	A	gering

Es bedeuten: N Normalklima, T Tropen- und Seeklima
A Außenflächen, I Innenflächen

[1]) Für chemische Apparate (seewasserbeständig)

3.1.3 Kräfte, Momente, Spannungen, Lastverteilung, Verformung

Beim Anziehen einer Schraube pressen sich die Gänge des Außen- und Innengewindes mit ihren Flanken aufeinander und erzeugen einen Reibungswiderstand, den die Handkraft am Schraubenschlüssel überwinden muß. Außerdem drückt der Schraubenkopf auf seine Unterlage, so daß sich noch ein weiterer Reibungswiderstand entgegensetzt. Je schärfer angezogen wird, um so höher steigen die Pressungen und um so größer muß die Drehkraft am Schlüssel werden. Sie steigt stetig, bis die gewünschte Anzugsvorspannung erreicht, d.h., bis das Anziehen bei fest genug sitzender Schraube beendet wird.

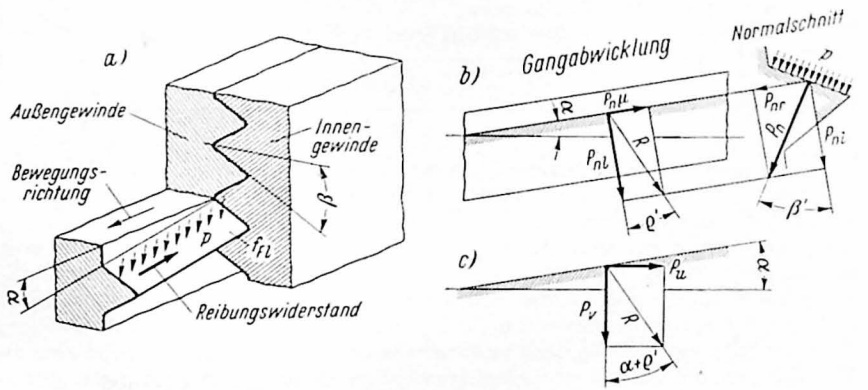


Bild 252. Kräfte am Gewinde beim Anziehen einer Schraubenverbindung
a) Pressung der Schrauben-Gewindeflanke und Richtung des Reibungswiderstandes, b) Pressung p, Normalkraft P_n und Reibungswiderstand $P_{n\mu}$, c) Vorspannkraft P_V und Umfangskraft P_u

Zur Veranschaulichung der Kraftverhältnisse denkt man sich einen Schraubengang am Flankendurchmesser d_2 abgewickelt. Er stellt eine schiefe Ebene unter dem Steigungswinkel α dar (siehe Bild 229a), die senkrecht zur Steigung noch um den Winkel β' geneigt ist (Bild 252). Bedingt durch die Steigung der Gänge ist der im Normalschnitt gelegene Flankenwinkel β' kleiner als der im Achsschnitt liegende β (vergleiche die Bilder 252a und b).

$$\tan\alpha = \frac{h}{d_2\,\pi}, \tag{116}$$

$$\tan\beta' = \tan\beta\,\cos\alpha. \tag{117}$$

Das Innengewinde belastet die Schraubenflanken mit der Pressung p, so daß auf sie die *Normalkraft* $P_n = pf_{Fl}$ wirkt, wenn f_{Fl} die tragende Flankenfläche bedeutet. Die Kraft P_n steht im Normalschnitt (Bild 252b) senkrecht auf der Flanke; in der Gangabwicklung ruft sie den Reibungswiderstand $P_n\mu$ hervor (μ Reibungszahl). Im Normalschnitt zerlegt sich P_n in die normale Radialkomponente P_{nr} und in die normale Längskomponente P_{nl}. Es ist $P_{nl} = P_n\cos\beta'$. In der Gangabwicklung (Bild 252b) setzt sich P_{nl} mit $P_n\mu$ zur Resultierenden R zusammen, die mit P_{nl} den Winkel ϱ' einschließt:

$$\tan\varrho' = \frac{P_n\mu}{P_{nl}} = \frac{P_n\mu}{P_n\cos\beta'} = \frac{\mu}{\cos\beta'} = \mu'. \tag{118}$$

μ' nennt man *reduzierte Reibungszahl*, und ϱ' *reduzierten Reibungswinkel*. Für Schrauben der Ausführungsgüte m und mg hat sich durch Versuche ein Mittelwert $\mu \approx 0{,}17$ herausgestellt. Bei einem Flankenwinkel $\beta = 30°$ des metrischen Gewindes (näherungsweise auch des Whitworth-Gewindes) ist $\mu' \approx 0{,}2$ und $\varrho' \approx 11{,}5°$.

Die Resultierende R zerlegt sich nunmehr in die axiale *Vorspannkraft* P_V der Schraube und in die, die Anzugsbewegung hemmende Umfangskraft P_u. Aus Bild 252c folgt: $P_u = P_V\tan(\alpha + \varrho')$. Um sie zu überwinden, muß ein *Gewindedrehmoment*

$$M_{gew} = P_u\,\frac{d_2}{2} = P_V\,\frac{d_2}{2}\tan(\alpha + \varrho') \text{ [kpmm]} \tag{119.1}$$

aufgebracht werden.

Der Schraubenkopf drückt mit der Kraft P_V auf die Unterlage (Bild 253) und erzeugt den Reibungswiderstand $P_V\mu_k$ (μ_k Reibungszahl am Schraubenkopf). Um ihn zu überwinden, ist ein *Kopfdrehmoment*

$$M_{kopf} = P_V\mu_k\,\frac{d_k}{2} \text{ [kpmm]} \tag{119.2}$$

erforderlich.

Somit muß mit dem Schlüssel ein *Vorspannmoment* (*Anzugsmoment*) ausgeübt werden von der Größe

$$M_V = M_{gew} + M_{kopf} = 0{,}5P_V\,[d_2\,\tan(\alpha + \varrho') + \mu_k d_k] \text{ [kpmm]}. \tag{119.3}$$

Für *Kopfschrauben* kann im Mittel $d_k \approx 1{,}3d$ gesetzt werden. Mit $\mu = \mu_k = 0{,}17$ und $\varrho' = 11{,}5°$ findet man für den Fall, daß eine bestimmte Vorspannkraft P_V

erreicht werden muß (Anziehen der Schraube mit einem auf M_V eingestellten und bei diesem Moment ausrastenden Drehmomentschlüssel):

$$\boldsymbol{M_V \approx 0{,}5 P_V\,[d_2 \tan(\alpha + 11{,}5°) + 0{,}22 d]}\ \text{[kpmm]}, \qquad (119.4)$$

P_V [kp] gewünschte axiale Vorspannkraft,

d_2 [mm] Flankendurchmesser $= \dfrac{d + d_1}{2}$,

α Flankensteigungswinkel (Gleichung 116),

d [mm] Gewindedurchmesser.

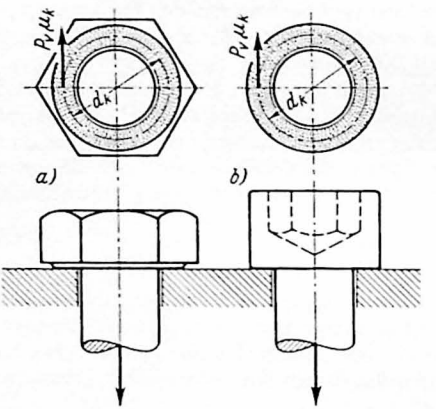


Bild 253. Reibung des Kopfes auf seiner Unterlage beim Anziehen von Schrauben
a) Sechskantschraube,
b) Zylinderschraube mit Innensechskant

Voraussetzung für den festen Sitz der Befestigungsschrauben ist die *Selbsthemmung* ihres Gewindes. Diese ist vorhanden, weil der reduzierte Reibungswinkel ϱ' stets größer als der Flankensteigungswinkel α ist. Die eigene Längskraft P_V vermag die Schraube nicht rückwärts zu drehen, weil der nun dem Lösen entgegengesetzt gerichtete Reibungswiderstand $P_n\mu$ auf der Gewindeflanke so groß ist, daß ihn die aus der Längskraft P_V herrührende, der Reibung entgegenwirkende Komponente nicht überwinden kann (siehe hierzu auch 3.3.2). Bei selbsthemmendem Sitz muß deshalb ein rückdrehendes *Lösemoment* M_L aufgebracht werden, das kleiner als das Anzugsmoment M_V ist. Versuche haben ergeben, daß das Lösemoment zwischen $M_L = 0{,}7 M_V$ und $0{,}98 M_V$ schwankt (im Mittel $M_L \approx 0{,}8 M_V$).

Die Vorspannkraft P_V beansprucht den Schraubenkern auf Zug, und das Gewindedrehmoment M_{gew} auf Torsion. Weiterhin ruft die Flankenpressung infolge ihrer um den Winkel β' geneigten Lage (ihre radiale Komponente) radiale Druckspannungen hervor (Einschnürung des Schraubenbolzens!). Da die eingearbeiteten Gänge Kerben sind, entwickeln sich hohe Zugspannungsspitzen am Gewindegrund, die zu einer namhaften Gestaltfestigkeitssenkung gegenüber dem glatten Schaft führen. Der räumliche Spannungszustand ist in Bild 254 veranschaulicht. Die Nennzugspannung durch das Anziehen der Schraubenverbindung (die *Anzugsspannung*) beträgt

$$\sigma_{an} = \frac{P_V}{f_k} \text{ [kp/mm²]}, \tag{120}$$

P_V [kp/mm²] Vorspannkraft (im folgenden zur Unterscheidung von anderen Vorspannkräften P_V auch als *Anzugskraft* P_{an} bezeichnet!),
f_k [mm²] Kernquerschnitt (Tafeln 67 und 68).

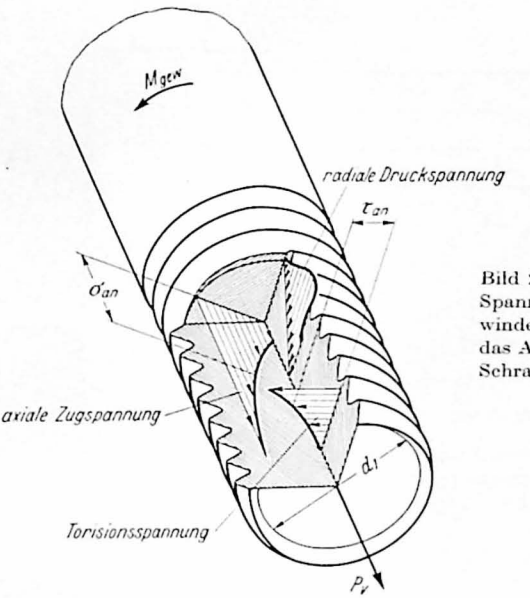


Bild 254. Spannungen im Gewindekern durch das Anziehen einer Schraube

Für den ebenen Spannungszustand mit der Anzugsspannung σ_{an} und der Torsionsnennspannung τ_{an} (radiale Druckspannung vernachlässigt) findet man mit der Hypothese der größten Gestaltänderungsarbeit (Tafel 10) eine durchschnittliche Vergleichsspannung $\sigma_v \approx 1{,}3\sigma_{an}$. Um plastische Verformungen des Kerns zu vermeiden, die zu einem Nachlassen der Vorspannung und damit zum Lockern der Verbindung führen würden, darf die Vergleichsspannung unter Berücksichtigung der Betriebslasten die Streckgrenze des Kerns nicht erreichen, zumal ein gewisses »Setzen« durch Oberflächenglättung hinzukommt. Infolge Stützwirkung (siehe 1.5) besitzt der Schraubenkern eine höhere Streckgrenze als der glatte Schaft. Der Schaft wiederum ist nicht so hoch beansprucht wie der Kern. Aus den vorgenannten Gründen sollte die größte Nennzugspannung im Kern 75% der Streckgrenze des Werkstoffs (Tafel 72) nicht überschreiten, falls nicht durch eine Sonderbehandlung (Nitrieren, Einsatzhärten, Nachdrücken, Kugelstrahlen) die Streckgrenze des Schaftes ebenfalls erhöht wurde.

In Bild 255 sind die Zugspannungen σ_{an} durch gefühlsmäßiges Anziehen in Abhängigkeit des Gewindeaußendurchmessers d aufgetragen. Dünne Schrau-

ben werden verhältnismäßig schärfer angezogen als dicke, und für die ersten ist deshalb ein Werkstoff mit hoher Streckgrenze zu empfehlen.

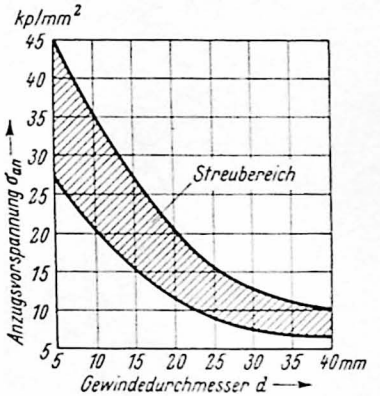


Bild 255. Erzeugte Zugspannung σ_{an} im Schraubenkern beim gefühlsmäßigen Anziehen

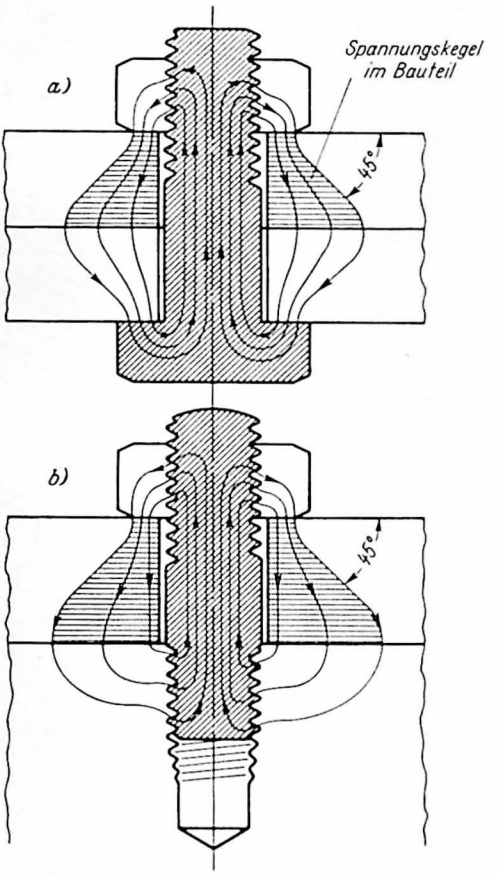


Bild 256. Kraftfluß in Schraubenverbindungen
a) Verbindung mit Durchsteckschraube,
b) Verbindung mit Stiftschraube

Beim Anziehen einer Verbindung wird der Schraubenbolzen gedehnt, die Bauteile aber werden gedrückt. Der geschlossene Kraftfluß für eine Durchsteck- und eine Stiftschraubenverbindung ist in Bild 256 dargestellt. Dem angenommenen Richtungssinn entsprechend weisen nach oben zeigende Pfeile auf Zug-, nach unten zeigende auf Druckbeanspruchung der Teile hin, in denen sich die Kraftlinien befinden. Die Druckspannungen in den verschraubten Bauteilen beschränken sich nicht auf das unmittelbar unter dem Schraubenkopf befindliche Gebiet, sondern breiten sich kegelförmig unter 45° bis zu den Stoßfugen aus. Es liegen die gleichen Verhältnisse wie in einer Schrumpfanker-Verbindung (siehe 2.6.4) vor.

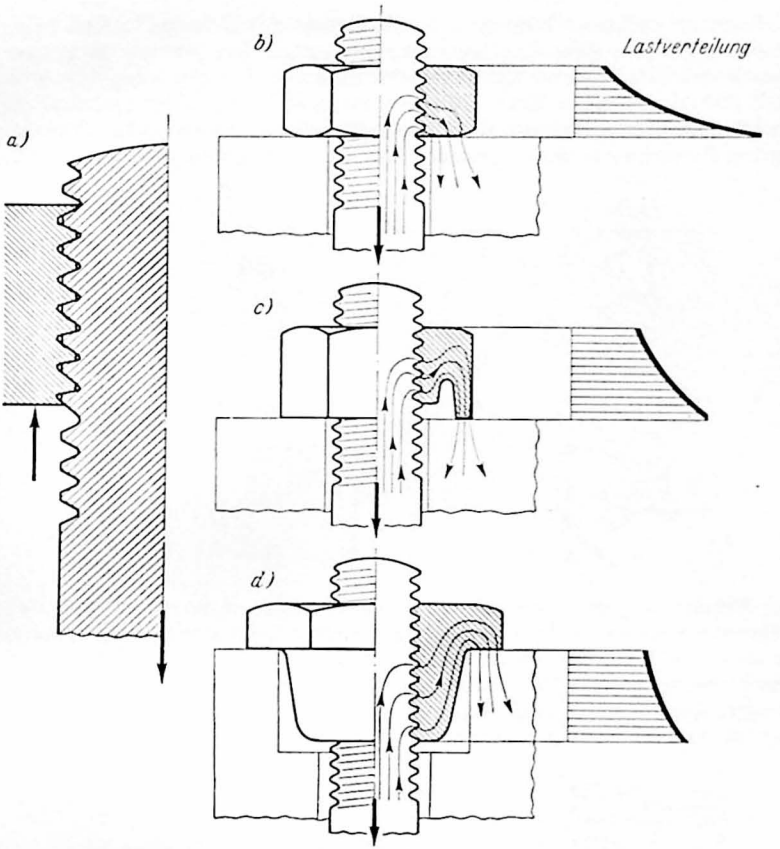


Bild 257. Wesen der Gewindeverformung und hieraus resultierende Lastverteilung
a) Gangdurchbiegungen nach dem Anziehen, b) Verbindung mit Druckmutter, c) Verbindung mit Stulpmutter, d) Verbindung mit Zugmutter

Das axiale Zusammendrücken der Mutter und das Längen des Bolzens verursachen Steigungsunterschiede, die zu ungleichmäßigen Gangdurchbiegungen führen (Bild 257a). Dadurch verteilt sich die Last nicht gleichmäßig, und es tragen gewöhnlich nur die ersten sechs Gänge. In Verschraubungen mit starren *Druckmuttern* (Bild 257b) muß der erste Gang sogar etwa $^1/_3$ der Gesamtlast aufnehmen. *Stulpmuttern* (Bild 257c) verteilen die Last besser, *Zugmuttern* (Bild 257d) am besten. Aus dem Kraftfluß ist zu ersehen, daß nunmehr auch ein Teil der Muttern gezogen wird, so daß die Steigungen mehr in Übereinstimmung bleiben. Eine gleichmäßigere Lastverteilung läßt sich auch durch eine Profiländerung des Mutterngewindes erreichen (Bild 258). Der Tiefe des Freistiches entsprechend (Bild 258a) werden die Gänge allmählich biegeelastischer. Einfacher ist das Gewinde nach Bild 258b. Durch

die kegelige Bohrung können sich die Gänge des Bolzens in Lastnähe ungehinderter biegen (Herabsetzung der verformenden Kraft). Steigungsunterschiede und Flankenwinkelfehler gleicht auch der *Heli-Coil-Gewindeeinsatz* (Bild 259) durch seine Elastizität aus. Er besteht aus einem schraubenförmig gewickelten Federstahldraht mit rhombischem Querschnitt, der im eingebauten Zustand ein vorgespanntes, maßhaltiges Innengewinde bildet.

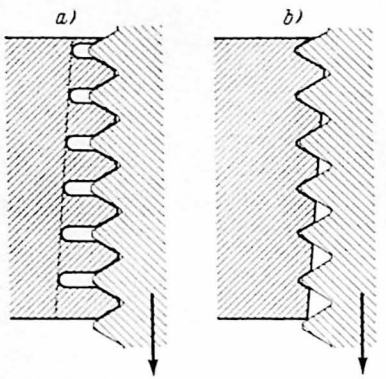


Bild 258. Biegeelastische Gewinde a) nach *Solt*, b) nach *Lehr*

Als Sicherung gegen Losdrehen wurde die *Gegenmutter* erwähnt. Bei ihrem Anziehen heben sich die Flanken der unteren Mutter vom Schraubengewinde ab (Bild 260), da die Gegenmutter den Bolzen in sich hineinzieht. Das entlastet die untere Mutter. Erst eine Betriebslängslast P nähert die Flanken wieder. Aus diesem Grunde trägt die untere Mutter die Betriebslast weniger mit, so daß sie niedriger sein kann.

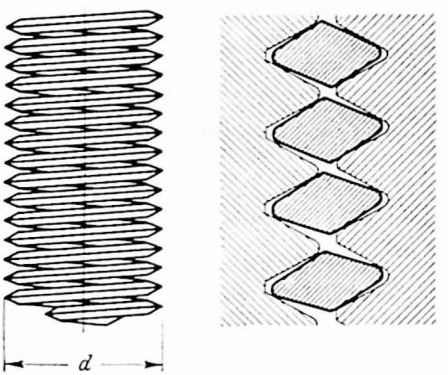


Bild 259. Heli-Coil-Gewindeeinsatz und dessen Wirkungsweise (*Böllhoff u. Co., Bielefeld*)

Der Schraubenbolzen wird durch die Flankenpressung p eingeschnürt (radial gequetscht), die Mutter aber aufgeweitet (radial gedehnt), wie die Radialkomponenten p_r der auf das Außen- und Innengewinde wirkenden Pressung

p aus Bild 261 erkennen lassen. Die elastische Radialverformung verursacht ein Radialspiel zwischen den verschraubten Gängen, das ihre gegenseitige Biegebehinderung mindert. Dadurch verteilt sich die Last wieder ein wenig gleichmäßiger.

Nach Erreichen der Biegestreckgrenze im ersten Gang findet in diesem bei Belastungssteigerungen keine Spannungszunahme mehr statt, bis die Biege-

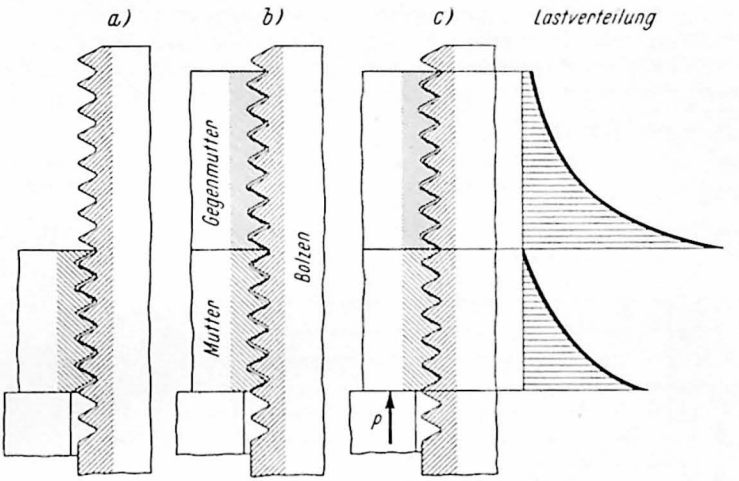


Bild 260. Gewindeverspannung durch eine Gegenmutter
a) Anziehen der unteren Mutter, b) Anziehen der Gegenmutter, c) Wirkung einer Betriebslast P und deren Verteilung auf die Muttern

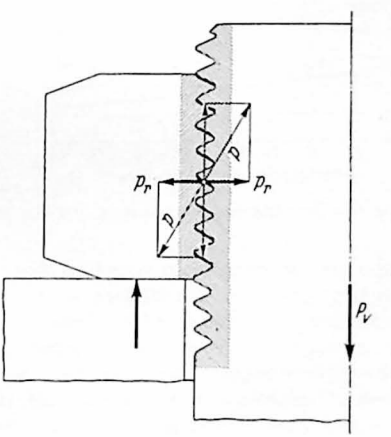


Bild 261. Wirkung der Radialkomponenten p_r der Flankenpressung p
Mutter schnürt Bolzen ein, Bolzen weitet Mutter auf

streckgrenze nach und nach in allen Gängen erreicht ist. Eine hohe Belastung führt demnach zu einer gleichmäßigeren Lastverteilung, aber auch zu unerwünschten plastischen Verformungen des Gewindes (der Gänge) und damit zum »Setzen«, d.h. Nachlassen der Vorspannung.

In normalen Schraubenverbindungen treten plastische Biegebeanspruchungen der Gewindegänge meistens eher auf als plastische Zugbeanspruchungen des Kerns. Versuche haben ergeben, daß als *Grenze des Beginns bleibender Verformung* diejenige Kernzugspannung σ_G anzusehen ist, unter der die Gewindesteigung eine Zunahme von 1% erfährt. Sie hängt von der Streckgrenze σ_S des Schraubenwerkstoffs, der Zahl der tragenden Gänge (Mutternhöhe m oder Einschraubtiefe m) und von der *Gewindefeinheit* d/h ab. Es gilt:

$$\sigma_G = \varphi \sigma_S \ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{121}$$

φ Beiwert nach Bild 262; für kleinere Schlüsselweiten der Mutter als nach DIN 934, bei Rund-, Stulp- und Zugmuttern sind zum abgelesenen Wert rund 10% hinzuzufügen.

σ_S [kp/mm²] Streckgrenze des Schraubenwerkstoffs (Tafel 72, ggf. unter Berücksichtigung erhöhender Sonderbehandlungen).

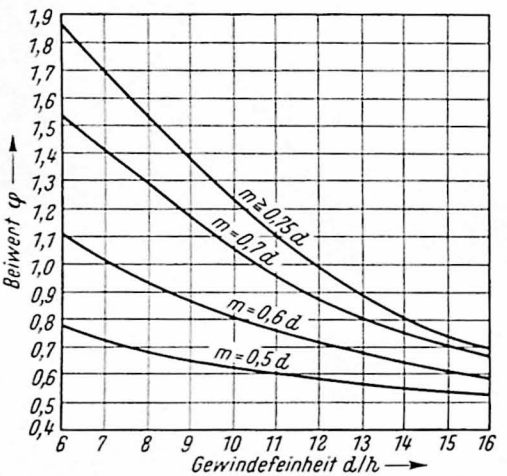


Bild 262. Beiwert φ zur Bestimmung der Grenze des Beginns bleibender Verformung

Sehr hohe Flankenpressungen durch ein scharfes Anziehen können ein Festfressen des Gewindes herbeiführen. Im allgemeinen ist ein Fressen nicht zu befürchten, wenn Schraube und Mutter aus Werkstoffen unterschiedlicher Härte bestehen und genügend Gänge tragen können. Neigung zum Festfressen zeigen jedoch größere Schrauben, die besonders hohe Zugkräfte zu übertragen haben und öfter gelöst worden sind. Mittel zum Verhüten des Fressens sind: Schmieren mit Kolloidgraphit, Nitrieren des Bolzen- oder Mutterngewindes (nicht über 0,1 mm, da sonst Ausbröckelgefahr!) oder galvanisches Verkupfern.

3.1.4 Haltbarkeit, Dehn- und Starrschrauben

Bei der gewaltsamen Zerstörung einer Verbindung durch Überlastung reißt das Mutterngewinde oder das Bolzengewinde, oder der Bolzen bricht im Kern (Bild 263). Die ersten beiden Fälle können nur eintreten, wenn die Scherfestigkeit des Werkstoffs überschritten wird, d.h., wenn zu wenig tragende Gänge vorhanden sind. Da der Scherquerschnitt des Innengewindes größer als der des Außengewindes ist ($d > d_1$), würde das Bolzengewinde zuerst reißen, wenn Schraube und Mutter aus gleichfestem Werkstoff bestehen. Um das zu vermeiden, paart man die Schrauben mit weniger festen Muttern. Eine Schraubenverbindung erreicht ihre optimale Festigkeit, wenn bei einer Überlastung der Bolzenkern bricht (Bild 263c). Dazu muß die Tragfähigkeit des Gewindes je nach dessen Feinheit d/h durch eine genügend große Mutternhöhe m oder Einschraubtiefe m gewährleistet sein (Mindesthöhen m siehe Bild 264). In Tafel 76 sind weiterhin Richtwerte für die Höhen

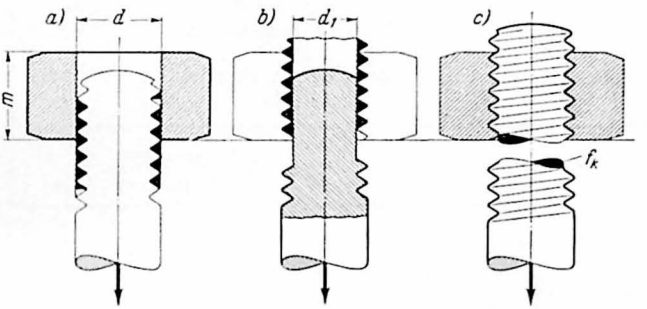


Bild 263. Gewaltsame Zerstörung einer Schraubenverbindung
a) Mutterngewinde gerissen, b) Bolzengewinde gerissen, c) Bolzenkern gebrochen

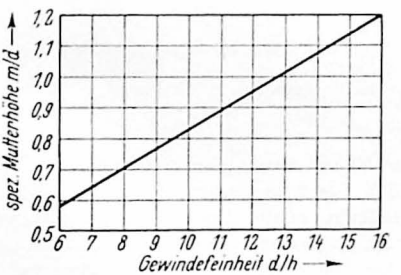


Bild 264. Mindestmutterhöhen bzw. -einschraubtiefen (Gewindepaarung Stahl/Stahl)

m bei artverschiedenen Werkstoffpaarungen angegeben. Bei dynamischer Beanspruchung wird $m \geqq 2d$ empfohlen, wenn sich das Gewindeloch in Leichtmetall befindet.

Der tatsächliche Querschnitt eines gewindetragenden Bolzens ist größer als der Kernquerschnitt (Bild 265). Er heißt *Spannungsquerschnitt*

$$f_{sp} = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d_1 + d_2}{2}\right)^2 \text{ [mm}^2\text{]}. \tag{122}$$

Die *Bruchlast der Schraube* erhält man dann zu

$$P_B = f_{sp}\,\sigma_B \text{ [kp]}, \tag{123}$$

wenn σ_B die Zugfestigkeit in kp/mm² des gewindefreien Stabes bedeutet.

Tafel 76. Richtwerte für Mindestmutterhöhen bzw. -einschraubtiefen m

Schraubenwerkstoff	Mutternwerkstoff	m
4D···6G	GAlSi 13, GMgAl 4 Zn	$1{,}5d$
4D···6G	AlCu, MgAl 7	$1{,}2d$
4D···6G	AlCuMg ausgehärtet	$0{,}8d$
AlMgSi ausgehärtet	Al 99,5	$1{,}3d$
AlMgSi ausgehärtet	AlCuMg ausgehärtet	$0{,}55d$
10K	Al 99,5	$2{,}2d$
10K	AlCuMg ausgehärtet	$0{,}75d$
St	GG, Bz	$1{,}3d$
Bei anderen Werkstoffen: $m \geqq 0{,}8d\,\frac{\sigma_{S\,\text{Schraube}}}{\sigma_{S\,\text{Mutter}}}$		

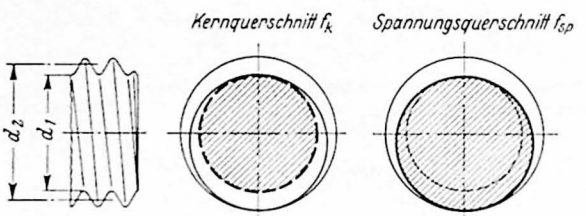


Bild 265. Kern- und Spannungsquerschnitt eines Gewindebolzens

Durch Stützwirkung erhöht sich die *Streckgrenze des Gewindekerns* bei geschnittenen Gewinden um 10...15%, bei gewalzten und gerollten um 20...40% (kleine Werte für Feingewinde, große für Grobgewinde), bei geschnittenen und im Gewindegrund nachgerollten sogar bis zu 100%.
Die Gänge sind Kerben und senken die Gestaltfestigkeit des Schraubenkerns beträchtlich. In Bild 266 sind die Formziffern α_K aufgetragen. Mit ihnen kann die Gestaltfestigkeit σ_{AG} des Kerns geschnittener Schrauben berechnet werden (Gleichung 20.1). Für Gewinde M4 bis M48 ist sie Bild 267 zu entnehmen (gilt nicht für Feingewinde!). Fast alle Betriebsbrüche sind Dauerbrüche. Gewaltbrüche, die leicht zu erkennen sind, kommen eigentlich nur bei zu scharfem Anziehen vor. Die Folgeschäden von Schraubenbrüchen kön-

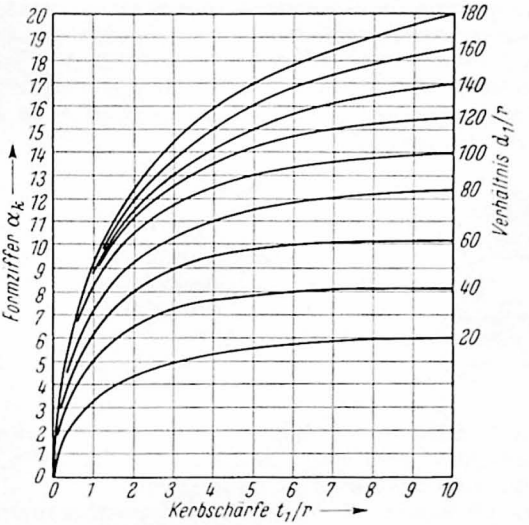


Bild 266. Formziffern α_k von Spitzgewinden

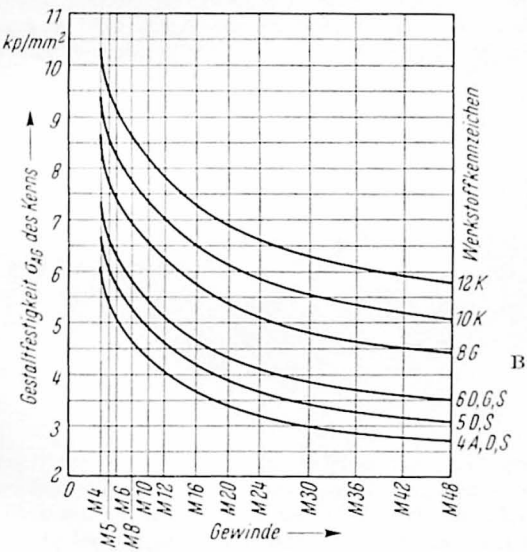


Bild 267. Gestaltfestigkeit σ_{AG} des Schraubenkerns (mit Druckmutter angezogen oder in Bauteil eingeschraubt)

nen recht beträchtlich sein. Deshalb kommt der Gestaltfestigkeit der Schrauben besondere Bedeutung zu. Sie hängt ab:

1. von der *Lastverteilung*. Bei Stulpmuttern (Bild 257c) kann mit etwa 10%, bei Zugmuttern (Bild 257d) und Heli-Coil-Gewindeeinsätzen (Bild 259)

mit etwa 20% Erhöhung gerechnet werden. Auch ein elastischer Mutternwerkstoff (Grauguß, Bronze, Aluminiumlegierung) verbessert durch die radiale Aufweitung die Lastverteilung, so daß die Gestaltfestigkeit um 10...15% steigt. Eine axiale Bohrung von $\approx 0{,}6d$ Durchmesser im Schraubenkern (Bild 268), die den Bolzen radial elastischer macht, führt zu einer Gestaltfestigkeitszunahme von etwa 5%.

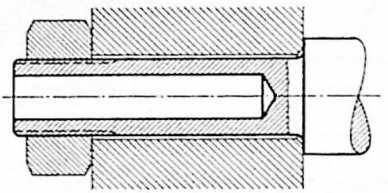


Bild 268. Durch axiales Hohlbohren elastisch gestalteter Schraubenbolzen

2. vom *Gewindedurchmesser*, da allgemein die Gestaltfestigkeit mit zunehmender Werkstückdicke sinkt (siehe Bild 267). Es kann vorteilhaft sein, anstelle einer großen Schraube mehrere kleinere vorzusehen.
3. von der *Kerbschärfe*. Eine größere Rundung des Gewindegrundes senkt die Formziffer α_k (siehe Bild 266).
4. vom *Übergreifen der Mutter* (Bild 269), weil sich unter dem ersten, höchstbeanspruchten Gang eine große Schaftrundung anbringen läßt (sanftere Lenkung des Kraftflusses). Es ist mit einer Gestaltfestigkeitszunahme von 5...10% zu rechnen.

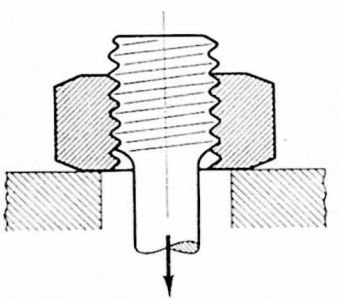


Bild 269. Übergreifen der Mutter

5. von der *Gewindeherstellung*. Gewinde werden entweder zerspanend hergestellt (geschnitten, gefräst oder geschliffen), oder spanlos (gerollt oder gewalzt). In vergüteten Stahl gerolltes oder nach dem Schneiden schlußgewalztes Gewinde hat eine höhere Gestaltfestigkeit als nur geschnittenes. Man führt dies auf die beim Rollen oder Walzen entstehenden Druckeigenspannungen zurück, die die von der Betriebslast herrührenden Zugspannungsspitzen abbauen (vergleiche Bild 27). Bild 270 zeigt den Härteverlauf in einem Gewindegang nach dem Rollen. In den Zonen des größten Härtegefälles (am Gewindegrund und an den Spitzen) machen sich die

höchsten Druckeigenspannungen bemerkbar. Die Gestaltfestigkeit steigt bis zu 40%. Wenn das Gewinde nach einer Kaltverfestigung des Bolzens (z. B. Kugelstrahlen oder Oberflächendrücken) gerollt wird, beträgt die Steigerung sogar 70%, wie aus Bild 271 entnommen werden kann. Aus

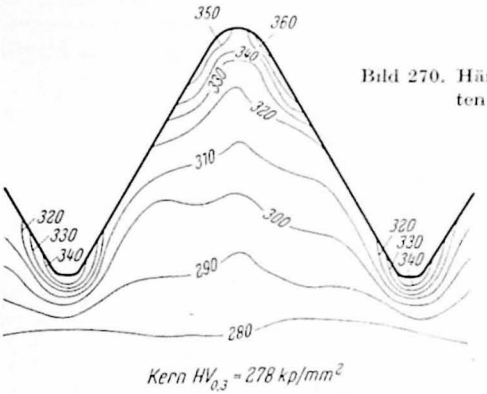


Bild 270. Härteverlauf im Profil eines gerollten Gewindes (Werkstoff 25 CrMo 4)

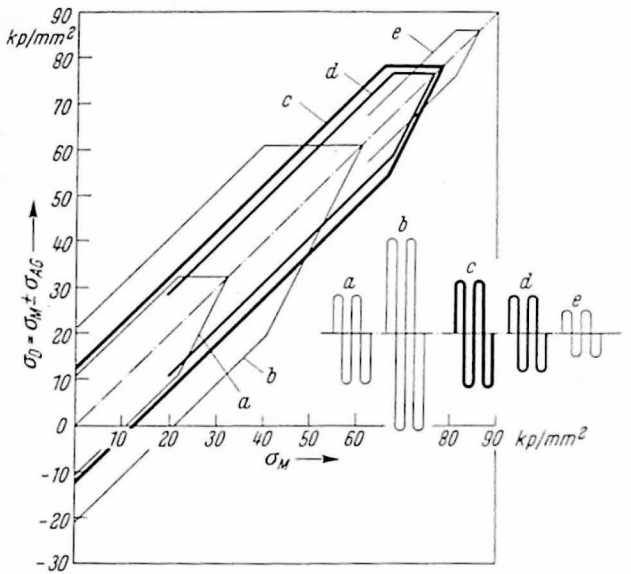


Bild 271. Gestaltfestigkeit einer Schraube M8 aus Vergütungsstahl C45 (6D)
a gewindeloser Schaft unbehandelt
b gewindeloser Schaft kaltverfestigt
c gewindetragender Kern, kaltverfestigt, Gewinde gerollt
d gewindetragender Kern, kaltverfestigt, Gewinde geschnitten
e gewindetragender Kern, Gewinde gerollt und warmbehandelt

diesem Bild ist ferner ersichtlich, in welchem Maße die Streckgrenze steigt (wichtig bei hohen Vorspannungen!).
Schrauben aus unlegierten oder unvergüteten Stählen zeigen zwischen geschnittenen und gerollten Gewinden fast keinen Schwingfestigkeitsunterschied (Druckeigenspannungen gehen stark zurück). Allgemein sind geschnittene Gewinde etwas fester als geschliffene, weil der Schneidmeißel auf den Gewindegrund drückt und dadurch geringe bleibende Druckeigenspannungen erzeugt.

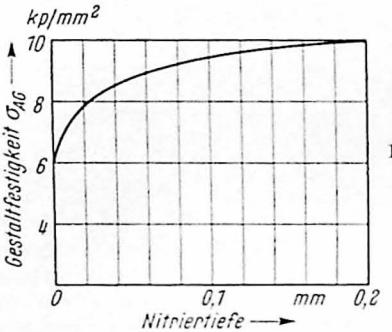


Bild 272. Gestaltfestigkeit einer Schraube M14 aus Vergütungsstahl 30 CrMoV 9, die nach dem Vergüten nitriert wurde

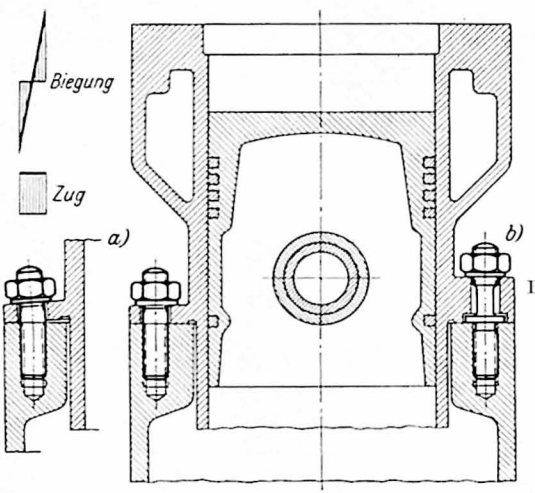


Bild 273. Zylinderbefestigung
a) dauerbruchgefährdete Starrschraube, die durch ein elastisches Bauteil zusätzlich hoch biegebeansprucht wird,
b) dauerbruchsichere Dehnschraube, die durch starre Bauteile biegeentlastet ist

6. von der *Oberflächenbehandlung*. Durch Nitrieren oder Einsatzhärten vergrößert sich die Randschicht, so daß in dieser Druckeigenspannungen entstehen. Diese bauen die betrieblichen Zugspannungsspitzen wie die ge-

rollten oder nachgewalzten Gewinde ab. Bild 272 veranschaulicht die Steigerung der Gestaltfestigkeit mit zunehmender Nitriertiefe. Praktisch darf nicht tiefer als 0,1 mm nitriert werden, da darüber hinaus die Randschicht ausbröckelt.

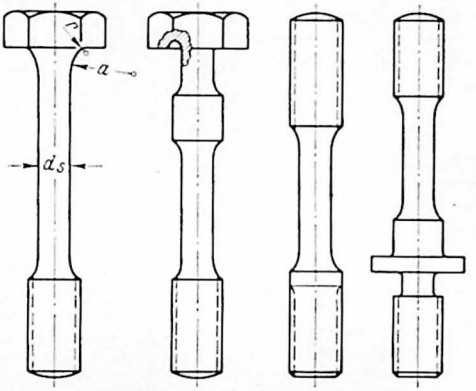


Bild 274. Verschiedene Dehnschrauben

Die Berechnung der *Gestaltfestigkeit der Schafte* (glatter, ungekerbter Stäbe) siehe 1.5. Nitrieren, Einsatzhärten oder Nachdrücken erhöhen Gestaltfestigkeit, Streck- und Bruchgrenze des Schaftes um 70...100%.
Alle Querschnittsübergänge verursachen Spannungskonzentrationen. Übergänge sind zwischen dem Kopf und dem Schaft, dem Schaft und dem Gewinde und ggf. zwischen dem Schaft und einem Bund vorhanden. Die Spitzenspannungen an diesen Stellen werden im allgemeinen nicht so hoch wie im Kern, können jedoch bei zusätzlicher Biegebeanspruchung gefährlich werden. Es sind dann große Ausrundungen an den Übergangsstellen zweckmäßig. Zusätzliche Biegebeanspruchungen vermeidet oder mildert man durch biegesteife Bauteile und biegeelastische *Dehn-* oder *Taillenschrauben* (Bild 273). Der verjüngte Schaft der Dehnschrauben wird meistens $d_s = 0{,}6 \ldots 0{,}8d$ ausgeführt (Bild 274). Schrauben mit unverjüngtem Schaft nennt man *Starrschrauben*.

3.1.5 Verspannungsbild, größte Zugspannung, Sicherheit gegen Abheben, Stoßarbeit

Beim Anziehen einer Verbindung auf die Vorspannkraft P_V wird der Schraubenbolzen um e_S gedehnt, während die Bauteile um e_B zusammengedrückt werden (Bilder 275b und c). Setzt eine Betriebslängskraft P ein, die die Bauteile voneinander abheben will (Bild 275d), so wird der Schraubenbolzen um e weiter gedehnt, während die Quetschung der Bauteile um e zurückgeht. Die Schraube ist dann mit der *Größtkraft* P_g belastet, das Bauteilpaar an der Stoßfuge mit der *Kleinstkraft* P_k. Nach den Gleichgewichtsbedingungen kann ihre Differenz nur die Betriebskraft P sein. In Bild 276 sind die Ver-

hältnisse in Form eines *Verspannungsbildes*, das dem einer Schrumpfanker-Verbindung (siehe 2.6.4) gleichkommt, graphisch dargestellt.

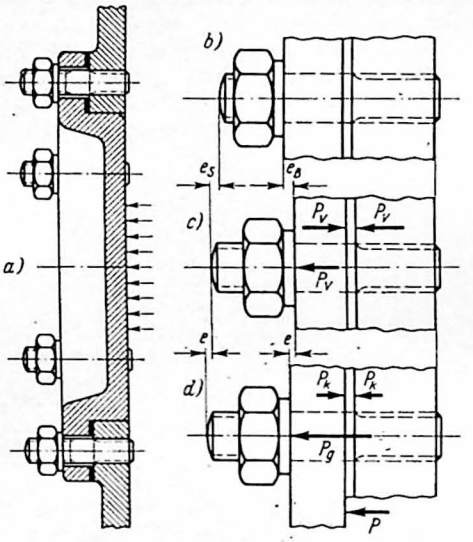


Bild 275. Kräfte und Längenänderungen in einer Schraubenverbindung
a) unter Druck stehende Deckelverschraubung,
b) Verbindung vor dem Anziehen,
c) nach dem Anziehen,
d) unter Betriebslast

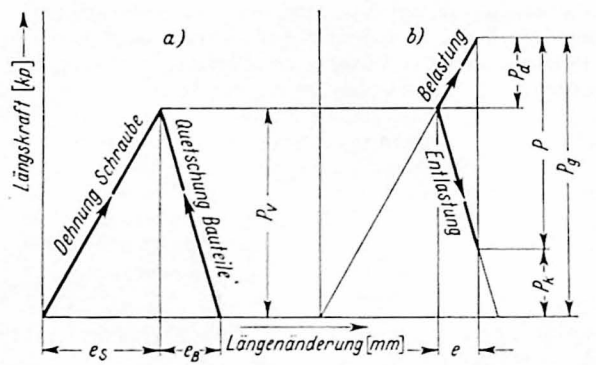


Bild 276. Entstehung des Verspannungsbildes
a) beim Anziehen (Vorspannen) der Verbindung, b) beim Einsetzen der Betriebslast P

Die *Differenzkraft* beträgt

$$P_d = P \frac{\frac{e_B}{e_S}}{1 + \frac{e_B}{e_S}} \text{ [kp]}. \tag{124}$$

Bei schwellender Betriebslast P wächst die Schraubenbelastung von P_V auf P_g, um dann wieder auf P_V zu sinken. Eine Schwingbeanspruchung macht sich in der Schraubenverbindung nur in Höhe der Differenzkraft P_d bemerkbar. Bei kleinem Verhältnis e_B/e_S (Bild 277a) sind P_g und P_d klein, bei großem Verhältnis (Bild 277b) jedoch groß. Das bedeutet, daß Verbindungen mit elastischen Schrauben und starren Bauteilen haltbarer sind, weil sie nicht so hoch beansprucht werden. Dehnschrauben (Bild 273) sind deshalb den Starrschrauben bei Schwingbeanspruchung vorzuziehen.

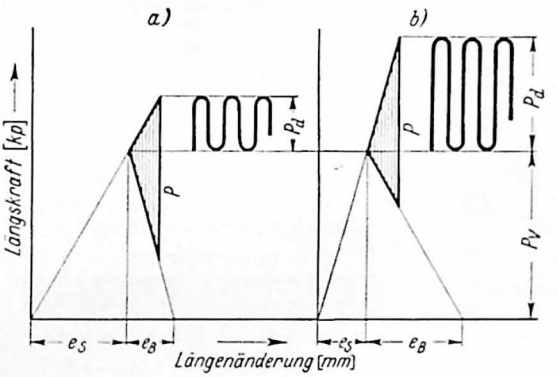


Bild 277. Verspannungsbilder bei Schwingbeanspruchung
a) große Bolzendehnung, kleine Bauteilquetschung, b) kleine Bolzendehnung, große Bauteilquetschung

Zur Berechnung auf Haltbarkeit müssen die Dehnung e_S des Bolzens und die Kürzung e_B der Bauteile ermittelt werden. Einfacher ist das Rechnen mit den *Einheitskräften* c_S und c_B [kp/mm]. Unter der jeweiligen Einheitskraft versteht man die Kraft, die aufgebracht werden müßte, um die Schraube um 1 mm zu dehnen bzw. die Bauteile um 1 mm zusammenzudrücken. Praktisch ist nur eine Näherungsrechnung möglich, da die vielen beeinflussenden Faktoren nicht erfaßt werden können.
Nach den Regeln der Elastizitätslehre ist allgemein $c = fE/l$, wenn f [mm²] der Querschnitt, E [kp/mm²] der Elastizitätsmodul und l [mm] die Länge des betr. Teiles sind. Ändert der Querschnitt seine Größe, so ist zu setzen

für *Schrauben*

$$c_S = \frac{E}{\frac{l_1}{f_1} + \frac{l_2}{f_2} + \dots \frac{l_n}{f_n}} \text{ [kp/mm]}, \tag{125}$$

für *Bauteile*

$$c_B = \frac{E}{\frac{L_1}{F_1} + \frac{L_2}{F_2} + \dots \frac{L_n}{F_n}} \text{ [kp/mm]}, \tag{126}$$

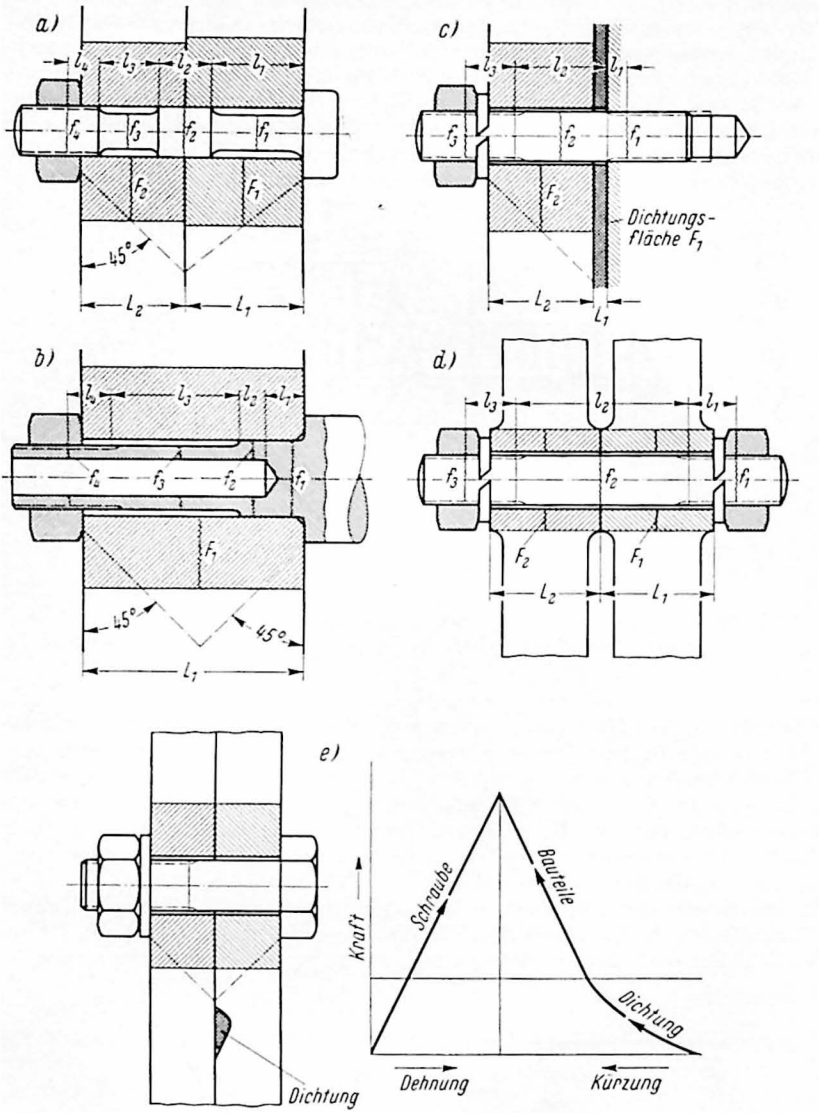


Bild 278. Schraubenverbindungen mit Spannungskegeln und -ersatzzylindern

a) mit Dehnschraube, b) mit hohlgebohrtem Bolzen, c) mit Stiftschraube und Flachdichtung, d) mit kopflosem Bolzen (Bauteile behindern Ausbildung eines Spannungskegels), e) mit Durchsteckschraube und Runddichtung

In Bild 278 sind mehrere Fälle dargestellt. Für innerhalb der Berechnungslänge liegendes Schraubengewinde ist der Kernquerschnitt maßgebend. Die Berechnungslänge ist bis zu $^1/_4$ der Mutternhöhe anzunehmen, weil die ersten Gänge den Hauptteil der Last tragen. Bauteile mit Gewindelöchern, in die Kopf- oder Stiftschrauben eingezogen werden, sind als Muttern mit großer Auflagefläche zu betrachten (Bild 278c). Den Spannungskegel in den Bauteilen denkt man sich durch einen *Spannungszylinder* (Hohlzylinder) mit inhaltsgleichem Längsschnitt ersetzt. Sind die Elastizitätsmoduln der verschraubten Bauteilwerkstoffe verschieden groß, so ist mit Gleichung 126 die Einheitskraft c_B für jeden Bauteil getrennt zu berechnen und die gesamte Einheitskraft aus

$$c_{B\,ges} = \frac{1}{\frac{1}{c_{B1}} + \frac{1}{c_{B2}} + \cdots \frac{1}{c_{Bn}}} \text{ [kp/mm]}. \tag{127}$$

Mitunter behindern die Bauteile die Ausbildung eines Spannungskegels teilweise oder ganz (Bild 278d), so daß mit einem flacheren Kegel oder von vornherein nur mit einem Spannungszylinder gerechnet werden muß. Bei elastischen Dichtungen (z. B Gummi, Kork, Kunststoff, Kupfer u. dgl.) ist die gesamte, auf eine Schraube entfallende Dichtungsfläche als Druckfläche einzusetzen. Dichtungen, die nur bis zur Berührung der Bauteile gequetscht werden (Bild 278e), geben der Quetschungslinie einen Knick.

Da $e_B/e_S = c_S/c_B$ ist, beträgt die *Differenzkraft*

$$P_d = P \frac{\frac{c_S}{c_B}}{1 + \frac{c_S}{c_B}} \text{ [kp]}, \tag{128}$$

P [kp] Betriebslängslast,
c_S [kp/mm] Einheitskraft der Schraube,
c_B [kp/mm] Einheitskraft der Bauteile (ggf. $c_{B\,ges}$).

Die Vorspannkraft P_V ist mit der Anzugsspannung σ_{an} (gefühlsmäßiges Anziehen, Mittelwert aus Bild 255) nach Gleichung 120 zu errechnen, falls nicht mit einem Drehmomentenschlüssel auf eine festgelegte Kraft P_V angezogen wird. Im letzten Fall wird erfahrungsgemäß $P_V \approx 2P$ gewählt, wenn wenige glatte Bauteilfugen, und $P_V \approx 3P$, wenn mehrere oder rauhe Bauteilfugen verspannt werden müssen. Dies geschieht mit Rücksicht auf Setzerscheinungen durch Oberflächenglättung, die ein Nachlassen der Vorspannung bewirken.

Somit wird die *Größtkraft*

$$P_g = P_V + P_d \text{ [kp]}. \tag{129}$$

Für die im *Schraubenkern* auftretende maximale Zugspannung gilt die Bedingung

$$\max\sigma_z = \frac{P_g}{f_k} \leqq 0{,}7\sigma_S \leqq 0{,}9\sigma_G \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{130}$$

σ_S [kp/mm²] Streckgrenze des Schraubenkerns (siehe 3.1.4),
σ_G [kp/mm²] Grenze des Beginns bleibender Verformung (Gleichung 121).

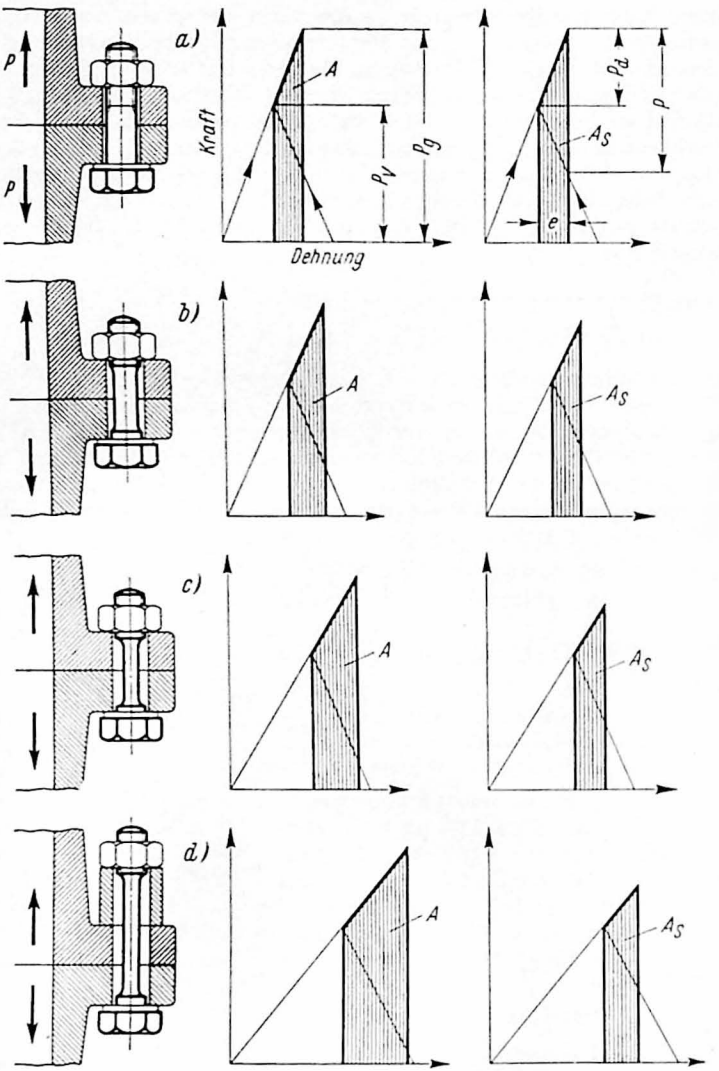


Bild 279. Arbeitsaufnahmevermögen A und Stoßarbeit A_S vorgespannter Schraubenverbindungen

a) mit Starrschraube, b) mit Dehnschraube; Schaft auf Kerndurchmesser verjüngt, c) mit Dehnschraube; Schaft auf $0{,}6d$ verjüngt, d) mit langer Dehnschraube; Schaft auf $0{,}6d$ verjüngt

Die größte Zugspannung im *verjüngten Schaft* der Dehnschrauben darf ebenfalls die Streckgrenze nicht erreichen, und es gilt

$$\max\sigma_z = \frac{P_g}{f_s} \leqq 0{,}7\sigma_S \ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{131}$$

σ_S [kp/mm²] Streckgrenze des Schaftes (des Werkstoffs nach Tafel 72, bei festigkeitssteigernder Behandlung siehe 3.1.4).

Wie bei den Schrumpfring-Verbindungen (siehe 2.6.3) ist die *Sicherheit gegen Abheben* der Bauteile zu kontrollieren nach

$$S_{Ab} = \frac{P_g}{P} \geqq 1{,}3 \cdots 1{,}8. \tag{132}$$

Dehnschrauben vermögen durch ihre große Arbeitsaufnahmefähigkeit Stoßbeanspruchungen zu mildern, weil bei gleicher *Stoßarbeit* A_S die Größtkraft P_g auf einen nicht so hohen Wert steigt wie in Verbindungen mit Starrschrauben. In Bild 279 ist gegenübergestellt, in welchem Maße die *Arbeitsaufnahmefähigkeit* A bei gleicher Größtlast P_g mit elastisch werdender Schraube zunimmt und die Größtkraft P_g bei gleichbleibender Stoßarbeit A_S abnimmt, wenn die Vorspannkraft P_V stets dieselbe ist. Aus Bild 279 folgt die Stoßarbeit zu

$$A_S = \frac{(P_g + P_V)\, e}{2} \ [\mathrm{kpmm}], \tag{133}$$

wenn e [mm] die Dehnungszunahme des Bolzens durch die Betriebslängslast bedeutet.

3.1.6 Vorgespannte und zügig längsbelastete Schrauben

Zur Bestimmung oder Kontrolle der Schraubengröße hat es sich bei zügiger Belastung als ausreichend erwiesen, unter Vernachlässigung der Vorspannkraft P_V von der Betriebskraft P auszugehen. Unter dieser Voraussetzung gilt für die Zugspannung im Schraubenkern

$$\sigma_z = \frac{P}{f_k} \leqq \mathrm{zul}\sigma_z \ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{134}$$

f_k [mm²] Kernquerschnitt der Schraube (Tafeln 67 und 68).

Für den *Stahlbau* sind die zulässigen Kernzugspannungen $\mathrm{zul}\sigma_z$ in Tafel 77 angegeben. Für eingepaßte Leichtmetallschrauben im Hochbau ist nach DIN 4113 jeweils für beide Lastfälle (H und HZ) $\mathrm{zul}\sigma_z = 12$ kp/mm² für AlCuMg 1 F 40, und $\mathrm{zul}\sigma_z = 10$ kp/mm² für AlMgSi 1 F 32. Im Kran- und Hochbau sind kleinere Schraubendurchmesser als 14 mm im allgemeinen unzulässig. Ausgenommen sind Teile, die keine wesentlichen Kräfte zu übertragen haben (Geländer, Bordwinkel, Leitern, Schutzkästen u. dgl.) und Kleinkrafthebezeuge. Im *Maschinenbau* ist üblich $\mathrm{zul}\sigma_z \approx 0{,}6\sigma_S$, wenn σ_S die Streckgrenze des Schraubenwerkstoffs (Tafel 72) bedeutet. In kritischen Fällen (wenn z. B. mit Drehmomentenschlüsseln angezogen wird), ist eine Kontrolle mit den Gleichungen 130 · · · 132 zu empfehlen.

Tafel 77. Zulässige Kernzugspannung zulσ_z in kp/mm² von Schrauben im Stahlbau

Schrauben im	Paßschraub. DIN 7968 4 D für Bauteile aus St 33, St 37		Paßschraub. DIN 7968 5 D für Bauteile aus St 52		Rohe Schrauben DIN 7990 4 D		Ankerschrauben und -bolzen 4 D		Ankerschrauben und -bolzen 5 D	
	Lastfall				Lastfall		Lastfall			
	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Kranbau DIN 120	10	10	15	17	6	7	10	11	15	17
Hochbau DIN 1050	11,2	11,2	15	15	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2	11,2

Für *warmfeste Schrauben im Kessel- und Druckbehälterbau* ist die Berechnung des Kerndurchmessers d_k von Starrschrauben und des Schaftdurchmessers d_s von Dehnschrauben im AD-Merkblatt B7 vorgeschrieben:

$$d_k = \sqrt{\frac{\pi}{4}\frac{P_s}{\frac{K}{S}\varphi}} + 6 \text{ [mm]}, \tag{135}$$

$$d_s = \sqrt{\frac{\pi}{4}\frac{P_s}{\frac{K}{S}\varphi}} + 3 \text{ [mm]}, \tag{136}$$

P_s Belastung einer Schraube beim höchstzulässigen Betriebsüberdruck,

K [kp/mm²] Festigkeitskennwert des Schraubenwerkstoffs; für Stahlschrauben nach Tafel 78, für Nichteisenmetallschrauben die Zugfestigkeit bei der Berechnungstemperatur (nach AD-Merkblatt W6),

S Sicherheitsbeiwert = 2,3 für Stahlschrauben, = 6 für Nichteisenmetallschrauben,

φ Gütewert = 0,75. Sind die Dichtflächen und die Auflageflächen der Muttern sauber bearbeitet und die Gewinde kaltgerollt oder sauber geschnitten, so ist $\varphi = 1$.

Dehnschrauben sind vorzusehen, wenn die Betriebstemperatur 300° C oder der Betriebsdruck 40 atü überschreitet, oder wenn ein Schaftdurchmesser über 25 mm erforderlich ist. Bei Stahl sind Schrauben unter 10 mm, bei Nichteisenmetallen unter 5 mm Schaftdurchmesser unzulässig. Unberuhigter Thomas-Stahl und gewöhnlicher Preßmutterstahl dürfen nicht verwendet werden. Erfolgt die Formgebung auf kaltem Wege, so ist bei Stahl durchweg, bei Nichteisenmetallen ggf. eine anschließende Wärmebehandlung notwendig. Oberflächenglättung oder Rollen des Gewindes gelten nicht als Kaltverformung.

Tafel 78. Festigkeitskennwerte K in kp/mm² von Schraubenwerkstoffen unter höheren Betriebstemperaturen

Zugfestigkeit über	Zugfestigkeit bis	Unlegierter und unvergüteter Stahl bei °C 20	200	250	300	350
	40	22	22	20	18	15
40	45	23	23	21.	18	16
45	50	26	26	23	21	18
50	55	28	28	25	22	20
55	60	31	31	28	25	22
60	70	34	34	31	27	24

Kurzzeichen	Legierter Stahl DIN 17006 bei ° C 450	475	500	525	550	575	600
24 CrMo 5	13	10	7,5	5	2		
24 CrMoV 55	18	15	11	8	4,5		
21 CrMoV 511			14	10	4,5		
X 22 CrMoV 121			20	16	12	8	4
X 8 CrNiMoVNb 1613			18	16	14	11,5	10
X 8 CrNiMoNb 1616			17	14	11	9	7

3.1.7 Vorgespannte und dynamisch längsbelastete Schrauben

Das Schwingen der Last macht sich nur in Höhe der Differenzkraft P_d bemerkbar (siehe 3.1.5, Bild 277), und der *Spannungsausschlag* beträgt daher im *Schraubenkern*

$$\sigma_a = \frac{P_d}{2f_k} \text{ [kp/mm²]}, \tag{137}$$

f_k [mm²] Kernquerschnitt der Schraube (Tafeln 67 und 68),

im *Schraubenschaft*

$$\sigma_a = \frac{P_d}{2f_s} \text{ [kp/mm²]}, \tag{138}$$

f_s [mm²] kleinster Schaftquerschnitt der Schraube.

Mit diesen Spannungsausschlägen ist die Sicherheit S_D gegen Dauerbruch (Gleichung 24.1) festzustellen. Die hierzu benötigte Gestaltfestigkeit σ_{AG} des Kerns und des Schaftes siehe 3.1.4. Außerdem ist eine Kontrolle mit den Gleichungen 130 · · · 132 erforderlich.

3.1.8 Tragschrauben (unvorgespannte Schrauben)

Tragschrauben werden ohne Vorspannung eingeschraubt und haben nur Betriebslasten zu tragen, z. B. einen Kranhaken mit angehängter Last (Bild 280). Sie erfahren keine Verdrehbeanspruchung. Zur Aufnahme dynamischer Kräfte ist das Rundgewinde (Bild 230) wegen seiner hohen Gestaltfestigkeit besonders geeignet.

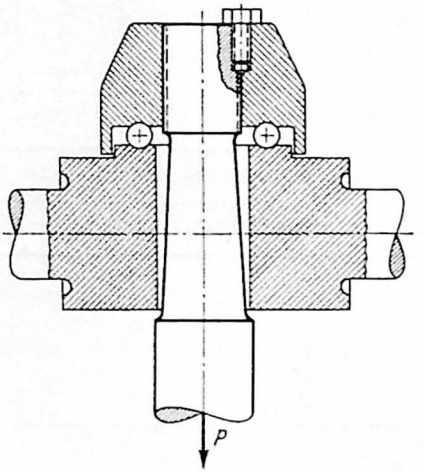


Bild 280. Tragschraube eines Lasthakens

Bei *zügiger Belastung* gilt für die Zugspannung
im Kern

$$\sigma_z = \frac{P}{f_k} \leqq 0{,}8\sigma_S \leqq 0{,}9\sigma_G \ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{139}$$

f_k [kp] Kernquerschnitt der Schraube,
σ_S [kp/mm²] Streckgrenze des Werkstoffs (Tafel 72),
σ_G [kp/mm²] Grenze des Beginns bleibender Vorformung (Gleichung 121),

im Schaft

$$\sigma_z = \frac{P}{f_s} \leqq 0{,}8\sigma_S \ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{140}$$

f_s [mm²] kleinster Schaftquerschnitt.

Bei *dynamischer Belastung* beträgt der Spannungsausschlag
im Kern

$$\sigma_a = \frac{P_A}{f_k} \ [\mathrm{kp/mm^2}] \tag{141}$$

P_A [kp] Lastausschlag (Gleichung 1.1),

im Schaft

$$\sigma_a = \frac{P_A}{f_s} \ [\mathrm{kp/mm^2}]. \tag{142}$$

Berechnung der Gestaltfestigkeit σ_{AG} nach 3.1.4. Kontrolle auf Sicherheit S_D gegen Dauerbruch nach Gleichung 24.1, gegen plastische Verformung nach den Gleichungen 139 und 140, wobei für P der Oberwert P_O der Last zu setzen ist.

3.1.9 Querbelastete Schrauben

Zur Übertragung von Querkräften benutzt man im wesentlichen:

1. *Paßschrauben* nach DIN 609 und 610 (Bild 281a), in Stahlkonstruktionen nach DIN 7968. Der Schraubenschaft muß mit Haftpassung in den Löchern sitzen, damit diese nicht ausschlagen. Wegen ihres festen, die Bauteile fixierenden Sitzes eignen sie sich zur Übertragung von Schwinglasten. Im Stahlbau werden sie verwendet, wenn Niete wegen zu großer Klemmlänge nicht eingezogen werden können oder wenn ein Lösen der Verbindung erforderlich ist. Nach Bild 282 unter Vorspannung in den Löchern sitzende kegelige Paßschrauben (Kegel 1:10 · · · 1:20) sind noch besser für dynamische Beanspruchungen geeignet.

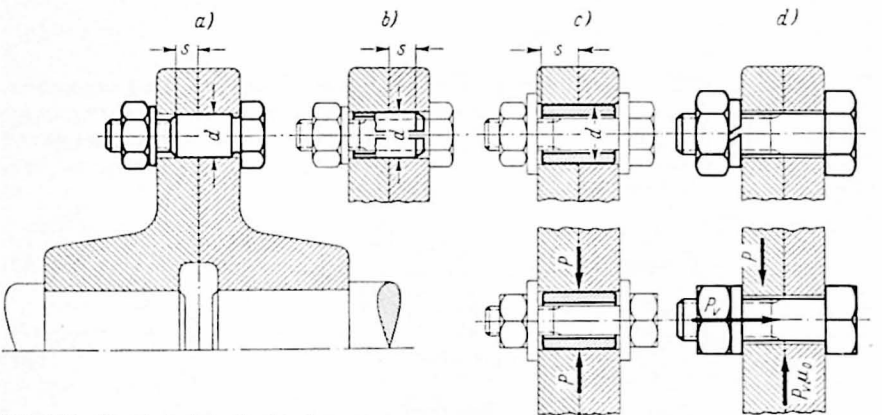


Bild 281. Querbelastete Verbindungen
a) mit Paßschrauben, b) mit Spannhülsen, c) mit Scherbuchsen, d) mit Durchsteckschrauben

2. *Spannhülsen* nach DIN 1481 und 7346 (Bild 281b) in Verbindung mit Durchsteckschrauben. Die aus rundgebogenem Federstahlblech ($\sigma_B \approx 140$ kp/mm²) bestehenden Hülsen schmiegen sich elastisch an die Lochwände. Diese Elastizität verleiht ihnen eine stoßmildernde Eigenschaft. Für sie genügen gebohrte Löcher. Siehe hierzu auch 3.4.1, Bild 360, Tafel 100.
3. *Scherbuchsen* (Bild 281c) in Verbindung mit Durchsteckschrauben. Sie müssen wie die Paßschrauben mit Haftpassung in den Löchern sitzen. Wegen ihres großen Querschnitts können sie hohe zügige und schwingende Lasten aufnehmen. Werkstoff meistens St 60.
4. *Durchsteckschrauben* nach DIN 601, 912 oder 931 (Bild 281d). Sie müssen so scharf angezogen werden, daß die Querkraft P von der Reibhemmung

zwischen den Bauteilen aufgenommen werden kann (sonst Bewegungen im Loch, Beanspruchung auf Abscheren, Ausschlagegefahr). Sie sind zwar am billigsten, wegen Lockerungsgefahr aber wenig für Schwinglasten geeignet. Falls eine Fixierung der Bauteile erforderlich ist, müssen zusätzlich Paßstifte eingetrieben werden (siehe 3.4.1). Anstelle der Sechskantschrauben können selbstverständlich auch Stift- oder andere Kopfschrauben treten.

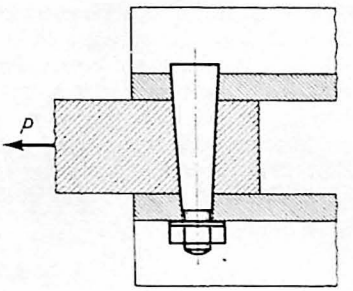


Bild 282. Aufnahme der Querkraft durch eine kegelige Paßschraube

Da die *formschlüssigen* Verbindungen mit *Scherelementen* (Paßschrauben, Spannhülsen, Scherbuchsen) mit warmgeschlossenen Nietverbindungen im Stahlbau vergleichbar sind (Schrumpfspannung der Niete in Längsrichtung entspricht dem Schraubenanzug), werden sie wie diese auf Abscheren und Lochleibung berechnet (siehe 2.4.3).

Scherspannung

$$\tau_a = \frac{P}{f} \leqq \text{zul}\tau_a \ [\text{kp/mm}^2], \tag{143}$$

Leibungsspannung

$$\sigma_l = \frac{P}{d\,s} \leqq \text{zul}\sigma_l \ [\text{kp/mm}^2], \tag{144}$$

P [kp] Betriebsquerlast an einer Schraube,
f [mm²] Scherquerschnitt des Elements,
d [mm] Außendurchmesser (Paßdurchmesser) des Elements,
s [mm] kleinste Traglänge des Elements (siehe Bild 281).

Es kann gesetzt werden: bei zügiger Belastung $\text{zul}\tau_a \approx 0{,}6\sigma_S$, $\text{zul}\sigma_l \approx 2\text{zul}\tau_a$, wenn σ_S die Streckgrenze des Scherelements bedeutet. Bestehen die Bauteile aus einem weniger festen Werkstoff als die Scherelemente, dann ist $\text{zul}\sigma_l$ im Verhältnis ihrer Streckgrenzen zu verringern, mit Ausnahme von Grau- und Temperguß, die sehr hoch druckbeanspruchbar sind. Für dynamische Beanspruchungen sind erfahrungsgemäß als zulässige Scher- und Lochleibungsausschläge die 0,4fachen Werte der zügigen Beanspruchung anzunehmen. Zulässige Spannungen für Paßschrauben und rohe Schrauben im Hoch- und Kranbau siehe Tafel 79.

In den *kraftschlüssigen* Verbindungen mit Durchsteckschrauben muß die *Haftsicherheit* betragen

$$S_{II} = \frac{P_V \mu_0}{P} \geqq 1{,}3 \cdots 1{,}8, \qquad (145)$$

P_V [kp] Vorspannkraft der Schraube. Bei gefühlsmäßigem Anziehen aus Gleichung 120 mit dem Mittelwert von σ_{an} aus Bild 255; unter Ausnutzung der Streckgrenze (Anzug mit Drehmomentenschlüssel) so wählen, daß $\sigma_{an} \leqq 0{,}75\sigma_s$.

μ_0 Haftreibungszahl der gepreßten Bauteilfugen ($\approx 0{,}1$ bei St auf St oder GS, $\approx 0{,}12$ bei St auf GG und St oder GG auf Ms oder Bz, $\approx 0{,}15$ bei GG auf GG, jeweils wenn die Fugenflächen geschlichtet sind; bei geschruppten Flächen rd. 30% höhere Werte).

Tafel 79. Zulässige Spannungen in kp/mm² für querbelastete Schraubenverbindungen im Hoch- und Kranbau

Spannungsart	Bauteile aus St 33		Bauteile aus St 37		Bauteile aus St 52	
	Lastfall					
	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Lochleibung zul σ_l[1])	28 24	32 24	28 28	32 32	42 42	48 48

Spannungsart	Paßschrauben DIN 7968 aus 4D		Paßschrauben DIN 7968 aus 5D		Rohe Schrauben DIN 7990 aus 4D	
	Lastfall					
	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Abscheren zul τ_a[1])	14 11,2	16 12,8	21 16,8	24 19,2	11,2 7	12,6 8
Lochleibung zul σ_l[1])	28 28	32 32	42 42	48 48	24 16	27 18

Spannungsart	Bauteile aus Leichtmetall im Hochbau DIN 4113							
	AlCuMg 1 F 40		AlCuMg 0,5 F 28		AlMgSi 1 F 23		AlMg 3 F 23	
	Lastfall							
	H	HZ	H	HZ	H	HZ	H	HZ
Lochleibung zul σ_l	26,4	30	20,8	23,6	16	18,2	16	18,2

Spannungsart	Paßschrauben aus Leichtmetall im Hochbau DIN 4113			
	AlCuMg 1 F 40		AlMgSi 1 F 32	
	Lastfall			
	H	HZ	H	HZ
Abscheren zul τ_a	9	10,2	8	9,1
Lochleibung zul σ_l	22	25	19	21,5

[1]) Obere Tafelwerte gelten für den Hochbau nach DIN 1050, untere Tafelwerte gelten für den Kranbau nach DIN 120.

3.2 Bewegungsschrauben

3.2.1 Gewinde, Werkstoffe

Bewegungsschrauben wandeln drehende Bewegungen in geradlinige um oder umgekehrt. Die als *Spindeln* bezeichneten Schrauben arbeiten mit stillstehenden oder beweglichen Muttern (*Spindelmuttern*) zusammen. Bei Drehung der Spindel führt die Mutter eine Längsbewegung aus, wenn die Spindel axial stillsteht, oder bei stillstehender Mutter führt die Spindel außer ihrer Drehbewegung eine Axialbewegung aus. Man findet Bewegungsschrauben z.B. als Leitspindeln an Drehmaschinen zur Längsbewegung des Bettschlittens, als Huborgan in Winden (Hebern), als Druckspindeln in Pressen, zur Bewegung von Schiebern in Absperrorganen (Bild 283) u. dgl. Bild 284 zeigt

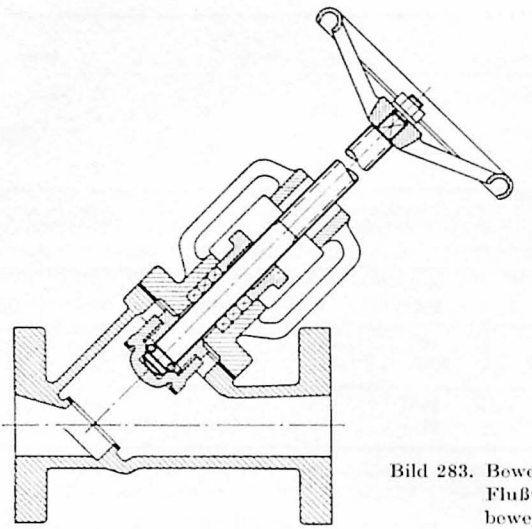


Bild 283. Bewegungsschraube in einem Flußventil (Spindel wird axial bewegt)

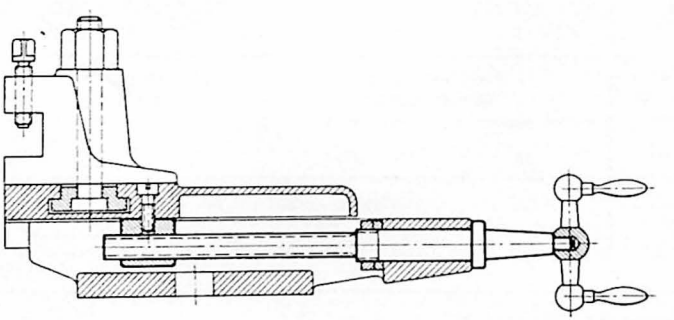


Bild 284. Bewegungsschraube in einem Maschinensupport (Mutter wird axial bewegt)

eine Spindel als Verschiebungsorgan für einen Werkzeugmaschinensupport.

Spitzgewinde haben eine zu kleine Steigung, um die Längsbewegung schnell genug ausführen zu können; bei größerer Steigung würde ihre Gewindetiefe zu groß. Deshalb wird meistens *Trapezgewinde* (Bild 285a) mit unter $\beta = 15°$ geneigten Flanken nach DIN 103, 378 oder 379 (Tafel 80) angewendet. Zur Gestaltsfestigkeitserhöhung für hohe dynamische Beanspruchungen emp-

Tafel 80. Abmessungen in mm des Trapezgewindes (Auszug)

h	t_1	t_2	$r^1)$	h	t_1	t_2	$r^1)$
2	1,25	0,75	0,25	12	6,25	5,5	0,25
3	1,75	1,25	0,25	14	7,5	6	0,5
4	2,25	1,75	0,25	16	8,5	7	0,5
5	2,75	2	0,25	18	9,5	8	0,5
6	3,25	2,5	0,25	20	10,5	9	0,5
7	3,75	3	0,25	22	11,5	10	0,5
8	4,25	3,5	0,25	24	12,5	11	0,5
9	4,75	4	0,25	26	13,5	12	0,5
10	5,25	4,5	0,25	28	14,5	13	0,5

Zu bevorzugende Außendurchmesser d

10	18	26	36	50	65	85	110	150	190
12	20	28	40	52	70	90	120	160	200
14	22	30	44	55	75	95	130	170	210
16	24	32	48	60	80	100	140	180	220

Trapezgewinde mittel DIN 103

d	10···12	14···20	22···28	30···36	38···44	46···52	55···62
h	3	4	5	6	7	8	9
d	65···82	85···100	115···145	150···175	180···200	210···230	240···260
h	10	12	14	16	18	20	22

Trapezgewinde fein DIN 378

d	10···20	22···62	65···110	115···175
h	2	3	4	6
d	180···240	250···400	420···500	520···640
h	8	12	18	24

Trapezgewinde grob DIN 379

d	22···28	30···38	40···52	55···62	65···82	85···98	100···110
h	8	10	12	14	16	18	20
d	115···130	135···155	160···180	185···200	210···240	250···280	290···340
h	22	24	28	32	36	40	44

[1]) Werden Trapezgewinde als Kraftgewinde verwendet, so ist das Gewindeprofil im Kern der Spindel mit dem Halbmesser r auszurunden.

fiehlt sich eine größere Ausrundung r des Gewindegrundes. *Flachgewinde* (Bild 285b) arbeiten zwar mit weniger Reibung, werden aber wegen ihrer schwierigen Herstellung kaum noch angewendet. Zur Aufnahme einseitiger Kräfte eignet sich das *Sägengewinde* (Bild 285c), weil die Pressung der annähernd geraden Flanken ($\beta = 3°$) die Mutter nicht aufweitet (höhere Führungsgenauigkeit); außerdem ist die Reibung geringer als bei Trapezgewinde. Wegen der großen Ausrundung r am Gewindegrund ist die Gestaltfestigkeit des Kerns verhältnismäßig hoch. In Tafel 81 sind die Abmessungen nach DIN 513, 514 und 515 angegeben.

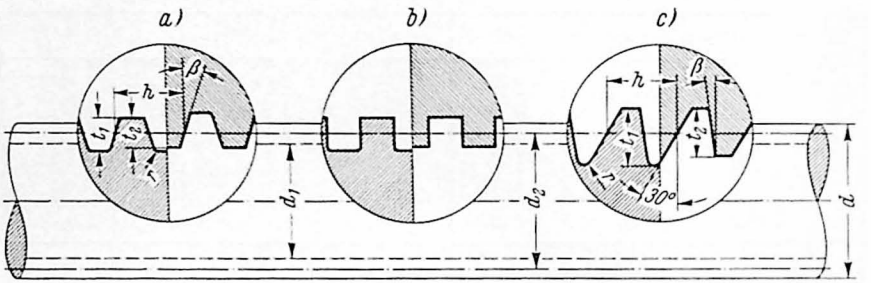


Bild 285. Profile von Bewegungsgewinden
a) Trapezgewinde, b) Flachgewinde, c) Sägengewinde
h Steigung, β Flankenwinkel, t_1 Gewindetiefe, t_2 Gewindetragtiefe, r Rundungshalbmesser, d Gewindedurchmesser, d_1 Kerndurchmesser, d_2 Flankendurchmesser

Tafel 81. Abmessungen in mm des Sägengewindes (Auszug)

h	t_1	t_2	r	h	t_1	t_2	r
2	1,736	1,5	0,249	12	10,413	9	1,491
3	2,603	2,25	0,373	14	12,149	10,5	1,740
4	3,471	3	0,497	16	13,884	12	1,988
5	4,339	3,75	0,621	18	15,620	13,5	2,237
6	5,207	4,5	0,746	20	17,335	15	2,485
7	6,074	5,25	0,870	22	19,091	16,5	2,734
8	6,942	6	0,994	24	20,826	18	2,982
9	7,810	6,75	1,118	26	22,562	19,5	3,231
10	8,678	7,5	1,243	28	24,298	21	3,480

Zu bevorzugende Durchmesser d wie bei Trapezgewinde.
Sägengewinde mittel DIN 513 stimmt mit Trapezgewinde mittel DIN 103, *Sägengewinde fein DIN 514* mit Trapezgewinde fein DIN 378, *Sägengewinde grob DIN 515* mit Trapezgewinde grob DIN 379 jeweils in den Steigungen h und den zugeordneten Durchmesserbereichen d überein.

Reicht die Steigung eines eingängigen Gewindes für die gewünschte Bewegungsschnelligkeit nicht aus, dann wird mit *mehrgängigen* Gewinden gearbei-

tet, bei denen zwei oder mehr Gänge nebeneinander um den Kern laufen (Bild 286). Die Steigung dieser Gewinde beträgt

$$H = h\,n \text{ [mm]}, \tag{146}$$

h [mm] Ganghöhe (Steigung eingängiger Gewinde),
n Gangzahl.

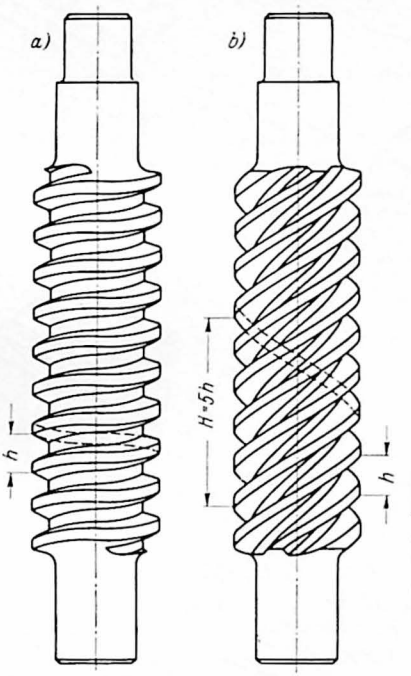


Bild 286. Verschiedengängige Gewinde
a) eingängiges Trapezgewinde,
b) fünfgängiges Trapezgewinde

Gute Gleitverhältnisse an den Flanken schaffen Muttern aus Bronze (Berylliumbronze ist äußerst verschleißfest) oder Grauguß auf oberflächengehärteten Stahlspindeln.

3.2.2 Kräfte, Reibung, Wirkungsgrad, Selbsthemmung

Auf die in Bild 287a dargestellte Spindel drückt die unter der Last P stehende Mutter. Sie soll durch Spindeldrehung (am Handrad) gehoben werden. Die Mutter drückt mit ihren Flanken auf die Flanken des Spindelgewindes. Unter Annahme einer gleichmäßigen Belastung aller tragenden Gänge denkt man sich die Drücke zu einer punktförmig angreifenden *Normalkraft* P_n auf der Flankenlinie zusammengefaßt. Sie steht senkrecht auf der betr. Spindelflanke (Bild 287b) und erzeugt den sich der Spindeldrehung entgegensetzen-

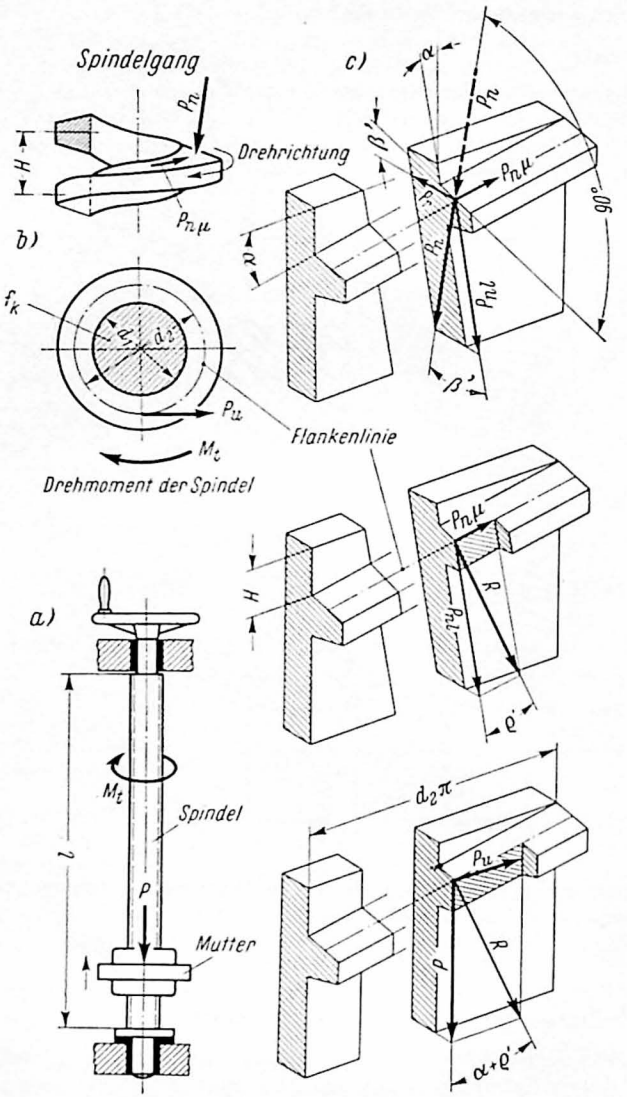


Bild 287. Lastheben mit einer Bewegungsschraube (Spindel)
a) Antriebsschema, b) Spindelgang, c) Aktionskräfte der Mutter auf einen (abgewickelten) Spindelgang

den *Reibungswiderstand* $P_n\mu$ (μ Gleitreibungszahl $\approx 0{,}05$ bei sauber bearbeiteten und gut geschmierten Flanken; trocken $\approx 0{,}1$).

Zur Veranschaulichung der Kraftverhältnisse ist ein abgewickelter Gang in den drei Phasen der Kraftzerlegungen in Bild 287c dargestellt. Die angetragenen Kräfte stellen die Aktionskräfte der Mutter auf die Spindel dar.

Im Normalschnitt ist der Flankenwinkel β' kleiner als der im Achsschnitt liegende, genormte β (β' siehe Bild 287c oben, β siehe Bild 285). Es ist

$$\tan\alpha = \frac{H}{d_2\,\pi}, \tag{147}$$

$$\tan\beta' = \tan\beta\,\cos\alpha. \tag{148}$$

Nach Bild 287c wird die Normalkraft P_n in die Normallängskraft P_{nl} und die Radialkraft P_r zerlegt. P_{nl} setzt sich mit dem Reibungswiderstand $P_n\mu$ zur Resultierenden R zusammen. P_{nl} und R schließen den *reduzierten Reibungswinkel* ϱ' ein. R wird nun in die *Umfangskraft* P_u und die *Längskraft* P zerlegt. Um mit der Spindel diese Kraft P überwinden zu können, muß sie am Flankendurchmesser d_2 mit der Umfangskraft P_u gedreht werden bzw. am Handrad mit dem Drehmoment

$$M_t = \frac{P_u\,d_2}{2}\ \text{[kpmm]}. \tag{149}$$

Aus Bild 287c folgt
die *reduzierte Reibungszahl*

$$\tan\varrho' = \frac{P_n\mu}{P_{nl}} = \frac{P_n\mu}{P_n\cos\beta'} = \frac{\mu}{\cos\beta'} = \mu', \tag{150}$$

die *Umfangskraft*

$$P_u = P\tan(\alpha + \varrho')\ \text{[kp]}. \tag{151}$$

Bei einer Spindelumdrehung wird die Last um die Steigung H gehoben, also eine Nutzarbeit PH geleistet. Aufgewendet wird hierzu die Arbeit $P_u d_2\pi$. Das Verhältnis der Nutzarbeit zum Arbeitsaufwand ist der *Wirkungsgrad des Hebens*

$$\eta_{\text{heben}} = \frac{P\,H}{P_u\,d_2\,\pi} = \frac{\tan\alpha}{\tan(\alpha + \varrho')}. \tag{152}$$

Wenn kein treibendes Drehmoment an der Spindel wirkt, will die Last P die Spindel rückwärts drehen, d.h. in entgegengesetztem Sinn antreiben. Weil sich die Bewegungsrichtung umkehrt, fällt auch der Reibungswiderstand in die dem Heben entgegengesetzte Richtung. Die Last P der Mutter wirkt daher auf die Spindel mit der Umfangskraft

$$P_u = P\tan(\alpha - \varrho')\ \text{[kp]}. \tag{153}$$

Die Nutzarbeit ist jetzt $P_u d_2\pi$, und der Arbeitsaufwand PH. Der *Wirkungsgrad des Senkens* beträgt daher

$$\eta_{\text{senken}} = \frac{P_u\,d_2\,\pi}{P\,H} = \frac{\tan(\alpha - \varrho')}{\tan\alpha}. \tag{154}$$

Ist $\varrho' \geqq \alpha$, so wird $\tan(\alpha - \varrho') \leqq 0$, so daß auch $\eta_{\text{senken}} \leqq 0$ wird. Das bedeutet *Selbsthemmung*, und keine noch so große Last P vermag die Spindel rückwärts zu drehen! Das Senken ist dann nur mit einem zum Heben entgegengesetzten Drehmoment möglich (wie beim Lösen von Befestigungsschrauben; siehe 3.1.3). Selbsthemmung ist oftmals als Sicherung gegen selbsttätige Rücklaufbewegungen erwünscht.

3.2.3 Festigkeitsberechnung

Durch die Betriebslängslast P wird der Schraubenkern zug- oder druckbeansprucht, und durch das Drehmoment M_t auf Torsion. Mit der Hypothese der größten Gestaltänderungsarbeit (Tafel 10) gilt für die *Vergleichsspannung*, da σ und τ_t dem gleichen Lastfall folgen,

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_t^2} \leqq \text{zul}\sigma \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{155}$$

σ [kp/mm²] Zug- oder Druckspannung im Kern $= P/f_k$, wenn f_k den Kernquerschnitt bedeutet,

τ_t [kp/mm²] Torsionsspannung im Kern $= 2{,}5 P_u d_2/d_1^3$ mit P_u als Umfangskraft aus Gleichung 151.

Bei *zügiger Beanspruchung* ist üblich $\text{zul}\sigma \approx 0{,}6\sigma_S$ (σ_S Streckgrenze des Werkstoffs).

Bei *dynamischer Beanspruchung* muß auf Sicherheit S_D gegen Dauerbruch und S_F gegen plastische Verformung (Tafel 10) mit σ_{va} und σ_{vo} kontrolliert werden (üblich $S_D = S_F \approx 1{,}8$). Die Gestaltfestigkeit σ_{AG} ergibt sich aus Gleichung 20.1 (χ_{gekerbt} nach Gleichung 19.1). Formziffer $\alpha_k \approx 2{,}5 \cdots 3{,}5$ (kleine Werte bei mit r gerundetem Gewindegrund). Bei nicht abgerundetem Gewindegrund ist in Gleichung 19.1 $r = 0{,}1$ mm zu setzen.

Druckbeanspruchte Spindeln müssen außerdem auf *Knicksicherheit* berechnet werden, und zwar

bei $\lambda > 95$ nach *Euler* (elastischer Bereich)

$$S_K = \frac{\sigma_K}{\sigma_d} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2 \sigma_d} \geqq 3 \cdots 6, \tag{156.1}$$

bei $\lambda < 95$ nach *Tetmajer* (elastisch-plastischer Bereich)

$$S_K = \frac{\sigma_K}{\sigma_d} = \frac{31 - 0{,}114\,\lambda}{\sigma_d} \geqq 1{,}8 \cdots 4, \tag{156.2}$$

σ_K [kp/mm²] Knickspannung,

E [kp/mm²] Elastizitätsmodul des Spindelwerkstoffs $= 21\,000$ kp/mm² für Stahl,

λ Schlankheitsgrad $= l_K/i$ mit l_K als freie Knicklänge (Bild 288) in mm und $i = d_2/4$ als Trägheitshalbmesser in mm,

σ_d [kp/mm²] Druckspannung im Schraubenkern $= P/f_k$.

Mit kleiner werdendem Schlankheitsgrad kann auch die Knicksicherheit S_K innerhalb des angegebenen Bereichs kleiner gewählt werden; ihre Wahl muß sich ferner nach der verlangten Arbeitsgenauigkeit der Spindel (Durchbiegung) und nach der Häufigkeit der Arbeitsspiele (Aussetz- oder Dauerbetrieb) richten.

Die Gewindeflanken der Spindel und der Mutter gleiten aufeinander und nutzen sich ab. Um den Verschleiß in tragbaren Grenzen zu halten, muß die Mutter so hoch ausgeführt werden, daß die Pressung p in erfahrungsgemäß zulässigen Grenzen bleibt. *Flankenpressung*

$$p = \frac{P\,h}{m\,d_2\,\pi\,t_2} \leqq \text{zul}p \ [\text{kp/mm}^2], \tag{157}$$

m [mm] Mutternhöhe,
d_2 [mm] Flankendurchmesser,
t_2 [mm] Gewindetragtiefe.

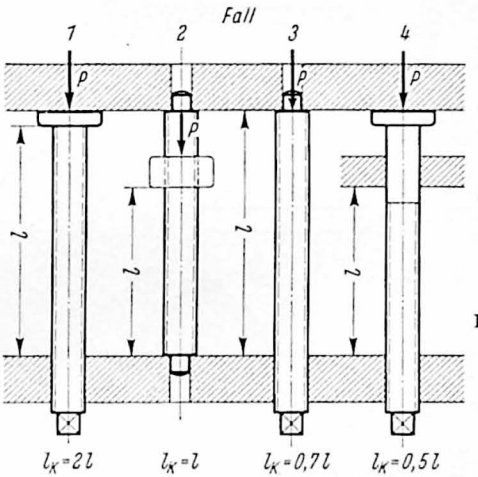


Bild 288. Freie Knicklänge l_K von Bewegungsschrauben

Üblich: $\text{zul}p = 0{,}2 \cdots 0{,}7$ kp/mm² für Graugußmuttern, $\text{zul}p = 0{,}5 \cdots 1{,}5$ kp/mm² für Bronzemuttern (hohe Werte bei harten Spindelflanken, niedrige bei weichen, Abstufung je nach Aussetz- oder Dauerbetrieb).

3.3 Nabenverbindungen

3.3.1 Längskeile

Mit Längskeilen werden Riemenscheiben, Zahnräder, Schwungräder, Kurbeln, Hebel, Kupplungen u. dgl. mit ihren Naben auf Wellen befestigt. Der rundstirnige *Einlegekeil* wird in eine Wellennut eingelegt und dann die Nabe aufgetrieben, während der geradstirnige *Treibkeil* nach dem Aufschieben der Nabe eingetrieben wird (Bilder 289a und b). Grundsätzlich unterscheidet man zwischen *Nutkeilen* (Bild 289c), die in Wellennuten sitzen, *Flachkeilen* (Bild 289d) auf Wellenanflächungen, und *Hohlkeilen* (Bild 289e) auf glatten Wellen. Das Verkeilen verspannt die Naben mit den Wellen und schafft kraft- und formschlüssige Verbindungen, deren besonderer Vorteil in der

Fixierung der Naben in Längsrichtung besteht, so daß hierfür keine zusätzlichen Elemente, wie Bunde, Ringe u. dgl., erforderlich sind. Längskeile sind unter kleinen bis mittleren Drehzahlen geeignet (bei höheren Drehzahlen nahmhafte Unwucht!). Wegen ihrer Unempfindlichkeit gegen Verunreinigungen werden sie hauptsächlich in Landmaschinen, Baumaschinen und Förderanlagen angewendet.

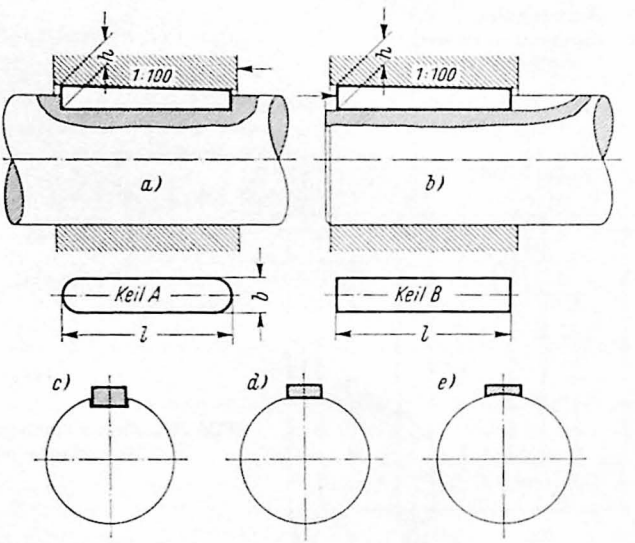


Bild 289. Arten der Längskeile
a) Einlegekeil, b) Treibkeil, c) Nutkeil, d) Flachkeil, e) Hohlkeil

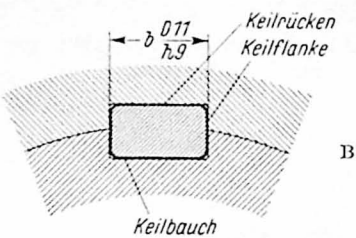


Bild 290. Sitz eines Längskeiles mit seinen gebrochenen Kanten in den Nuten mit gerundetem Grund

Genormte Längskeile besitzen eine Neigung 1:100, d.h., auf einer Länge von 100 mm nimmt ihre Höhe h um 1 mm ab. Die Keile sitzen mit einem Flankenspiel (Spielpassung) in den Nuten. Um hohe Kerbwirkungen zu vermeiden, wird der Nutgrund in Welle und Nabe gerundet (Bild 290); dementsprechend sind die Keilkanten gebrochen. Zur Herstellung der Keile dient gezogener Keilstahl DIN 6880 aus St 60 (andere Werkstoffe nur auf besondere Bestellung).

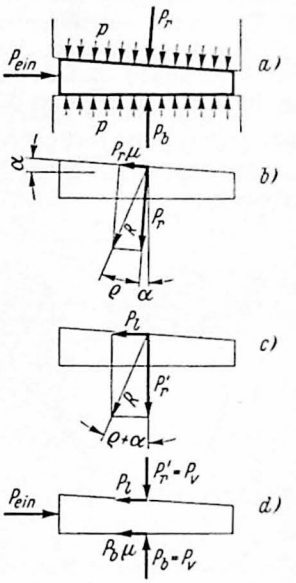


Bild 291. Kraftverhältnisse beim Eintreiben eines Längskeiles
a) durch die Eintreibekraft P_{ein} erzeugte Normalkräfte P_r und P_b, b) Normalkraft P_r am Rücken und Reibungswiderstand $P_r\mu$, c) Zerlegung der Resultierenden R in eine Längskomponente P_l und in eine Querkomponente P_r', d) Längswiderstände P_l und $P_b\mu$, und Vorspannkraft P_V

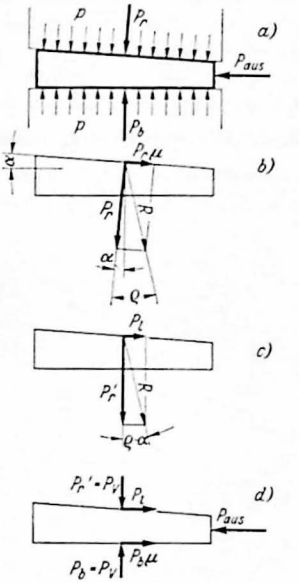


Bild 292. Kraftverhältnisse beim Austreiben eines Längskeiles
a) durch die Eintreibekraft erzeugte Normalkräfte P_r und P_b, b) Normalkraft P_r am Rücken und Reibungswiderstand $P_r\mu$, c) Zerlegung der Resultierenden R in eine Längskomponente P_l und in eine Querkomponente P_r', d) Längswiderstände P_l und $P_b\mu$, und Vorspannkraft P_V

Beim Eintreiben eines Längskeils mit der Kraft P_{ein} werden dessen Bauch- und Rückenfläche gepreßt (Bild 291a). Die Pressungen p denkt man sich zu punktförmig angreifenden Kräften P_r (Normalkraft am Rücken) und P_b (Normalkraft am Bauch) vereinigt. Sie erzeugen die sich dem Eintreiben entgegensetzenden Reibungswiderstände $P_r\mu$ und $P_b\mu$ (Bilder 291b und d), wenn μ die Gleitreibungszahl bedeutet (erfahrungsgemäß $\mu \approx 0{,}1$). P_r und $P_r\mu$ werden zu einer Resultierenden R zusammengesetzt (Bild 291b), und R wiederum in einen Längswiderstand P_l und eine Querkomponente P_r' zerlegt (Bild 291c). Nach den Gleichgewichtsbedingungen müssen $P_b = P_r'$ und $P_{ein} = P_l + P_b\mu$ sein (Bild 291d). Da $\tan\varrho = P_r\mu/P_r = P_b\mu/P_b = \mu$ ist, ergibt sich die *Eintreibekraft*, wenn man die die Bauteile (Welle und Nabe) verspannende Kraft $P_r' = P_b$ als *Vorspannkraft* P_V bezeichnet (Bild 291d), zu

$$\boldsymbol{P_{ein} = P_V\,[\tan(\varrho + \alpha) + \tan\varrho]}\ \text{[kp]}. \qquad (158)$$

Für die Neigung 1:100 ist $\alpha \approx 0{,}6°$. Mit $\varrho = 5{,}8°$ wird $P_V \approx 4{,}7\,P_{ein}$.

Längskeile müssen selbsthemmend sitzen. *Selbsthemmung* ist vorhanden, wenn zum Austreiben eine Längskraft P_{aus} (Bild 292a) aufgebracht werden muß. Die Reibungswiderstände $P_r\mu$ und $P_b\mu$ setzen sich dem Austreiben entgegen. Das Zusammensetzen der Kräfte (Bild 292b) und das Zerlegen der Resultierenden R (Bild 292c) führt für die *Austreibekraft* zu der Größe

$$P_{aus} = P_V\,[\tan(\varrho - \alpha) + \tan\varrho]\ [\mathrm{kp}]. \qquad (159)$$

Bei $\alpha \geqq 2\varrho$ wäre $P_{aus} \leqq 0$. In einem solchen Falle wäre keine Selbsthemmung vorhanden, und der Keil würde stets locker sitzen!

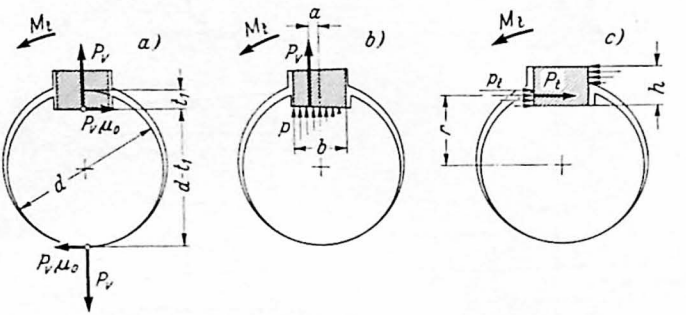


Bild 293. Übertragungsfähigkeit einer Verbindung mit einem Längskeil (Zweipunktanlage) a) Kraftschlußmoment $M_K = P_V\mu_0(d - t_1)$, b) Vorspannmoment $M_V = P_V a$, c) Formschlußmoment $M_F = P_t r$

Da der Keil die Welle mit der Nabe elastisch radial verspannt, sitzen beide etwas exzentrisch zueinander (Bild 293a). Um die Exzentrizität möglichst klein zu halten, ist zwischen Welle und Nabe eine Haftpassung erforderlich (Spielpassungen unbedingt vermeiden!). Die Reibhemmung erzeugt ein *Kraftschlußmoment* $M_K = P_V\mu_0(d - t_1)$, wenn μ_0 die Haftreibungszahl ($\approx 0{,}13$) bedeutet. Wird dieses vom Betriebsdrehmoment überwunden, so setzt ein Gleitvorgang innerhalb des Flankenspiels ein, durch den der Keil auf der einen Schmalseite stärker gequetscht, auf der anderen jedoch entlastet wird (Bild 293b). Die Pressungen p verteilen sich nicht mehr gleichmäßig, so daß sich die Vorspannkraft um a verlagert und dem Betriebsdrehmoment ein *Vorspannmoment* $M_V = P_V a$ entgegensetzt. Reicht auch dieses zur Kraftübertragung noch nicht aus, dann setzt sich der Gleitvorgang fort, bis die Keilflanken von den Nutflanken gepreßt werden (tangentiale Pressungen p_t in Bild 293c). Das Restdrehmoment wird demnach vom *Formschlußmoment* $M_F = P_t r$ aufgenommen. Unter Druckspannungen in Höhe der Fließgrenze wäre die Tragfähigkeit einer Keilverbindung erschöpft. Da die Größe der individuellen Eintreibekraft stets unsicher ist, kann man als praktische Grenze mit mittleren Flächenpressungen $p \approx p_t \approx 6$ kp/mm² und einer Verlagerung $a \approx 0{,}2\,b$ rechnen. Unter Einsatz dieser Werte muß das *Grenztragmoment* für Verbindungen mit *einem* am Umfang angeordneten Keil (sog. *Zweipunktanlage* nach Bild 293) bestimmt werden aus

$$M_G = M_K + M_V + M_F = P_V\mu_0\,(d - t_1) + P_V a + P_t r\ [\mathrm{kpmm}], \qquad (160.1)$$

und für Verbindungen mit *zwei* um 120° versetzt angeordneten Keilen (sog. *Dreipunktanlage* nach Bild 294) aus

$$M_G = M_K + M_V + M_F = P_V\mu_0\,(1{,}5d - 2t_1) + 2P_V a + 2P_t r \text{ [kpmm]}. \tag{160.2}$$

Eine Zweikeil-Verbindung ist nicht in der Lage, wie auch Bild 294 erkennen läßt, ein doppelt so hohes Grenztragmoment gegenüber einer Einkeil-Verbindung aufzubringen.

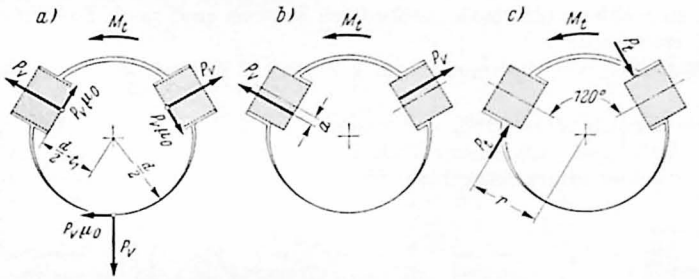


Bild 294. Übertragungsfähigkeit einer Verbindung mit zwei um 120° versetzten Längskeilen (Dreipunktanlage)
a) Kraftschlußmoment $M_K = P_V\mu_0(1{,}5d - 2t_1)$, b) Vorspannmoment $M_V = 2P_V a$, c) Formschlußmoment $M_F = 2P_t r$

In den Gleichungen 160 ist $P_V = pbl_t$, wenn l_t die Traglänge des Keiles bedeutet, und $P_t \approx 0{,}5hl_t p_t$; r kann $\approx d/2$ gesetzt werden.

Flachkeile tragen kaum durch Flanken-Formschluß, und bei ihnen ist $M_G \approx M_K + M_V$. Da *Hohlkeile* lediglich die Naben auf die Wellen klemmen, ist bei ihnen nur mit $M_G = M_K$ zu rechnen.

Unter allen diesen Voraussetzungen beträgt die *praktische Traggrenze* der Verbindungen mit

einem Nutkeil

$$M_G \approx [0{,}78b\,(d - t_1) + 1{,}2b^2 + 1{,}5h\,d]\,l_t \text{ [kpmm]}, \tag{161.1}$$

zwei um 120° versetzten Nutkeilen

$$M_G \approx [0{,}78b\,(1{,}5d - 2t_1) + 2{,}4b^2 + 3h\,d]\,l_t \text{ [kpmm]}, \tag{161.2}$$

einem Flachkeil

$$M_G \approx [0{,}78b\,(d - t_1) + 1{,}2b^2]\,l_t \text{ [kpmm]}, \tag{161.3}$$

einem Hohlkeil

$$M_G \approx [0{,}78b\,d]\,l_t \text{ [kpmm]}, \tag{161.4}$$

b [mm] Keilbreite,
h [mm] Keilhöhe,
l_t [mm] tragende Keillänge,
d [mm] Wellendurchmesser,
t_1 [mm] Wellennuttiefe.

Bei richtungswechselndem Betrieb ist, damit die Verbindung nicht ausschlägt oder sich lockert, höchstens mit $M_G = M_K + M_V$ zu rechnen!

Die *Tragsicherheit* einer Keilverbindung soll sein

$$S_T = \frac{M_G}{M_t} \geqq 1{,}2 \cdots 1{,}8, \tag{162}$$

M_t [kpmm] Betriebsdrehmoment.

Kleine Werte für S_T sind bei Stahl- oder Stahlgußnaben, große bei Graugußnaben zu wählen; bei stark stoßhaftem Betrieb sind noch Zuschläge von etwa 30% erforderlich.

In Bild 295 sind Verbindungen mit genormten Längskeilen gezeigt, und zwar mit

1. *Einlegekeil* nach DIN 6886, der runde Stirnflächen besitzt (Bild 295a), da die Wellennut mit einem Fingerfräser eingearbeitet wird. Er heißt Keil A. Abmessungen siehe Tafel 82.

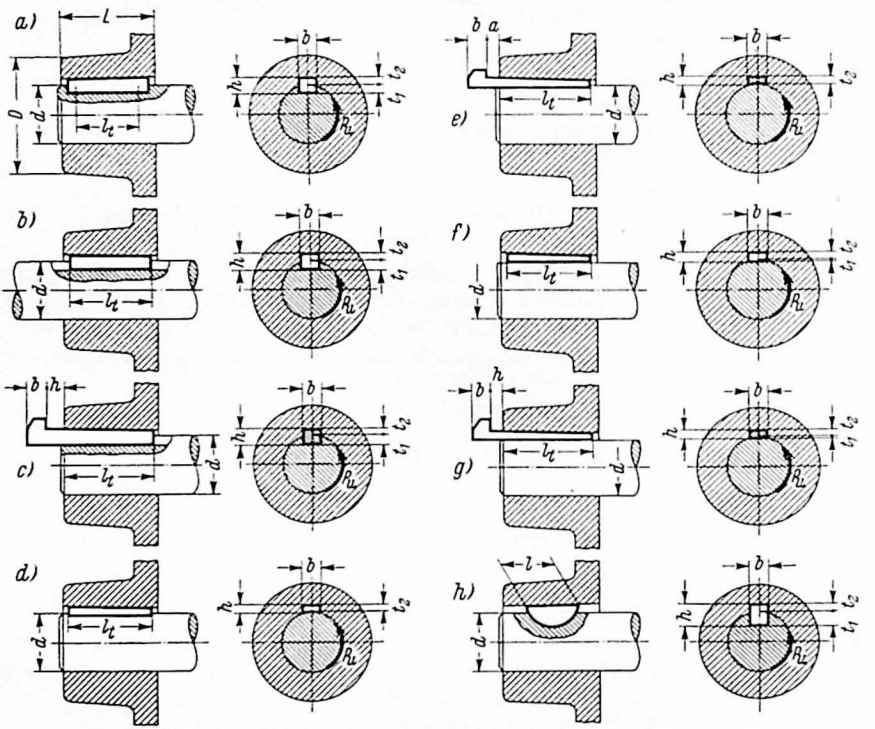


Bild 295. Längskeilverbindungen mit
a) Einlegekeil A DIN 6886, b) Treibkeil B DIN 6886, c) Nasenkeil DIN 6887, d) Hohlkeil DIN 6881, e) Nasenhohlkeil DIN 6889, f) Flachkeil DIN 6883, g) Nasenflachkeil DIN 6884, h) Scheibenfeder DIN 6888

2. *Treibkeil* nach DIN 6886 mit geraden Stirnen (Bild 295b). Er heißt Keil B. Abmessungen siehe Tafel 82.
3. *Nasenkeil* nach DIN 6887, der sich an seiner Nase, die zum Eintreiben dient, auch herausziehen läßt (Bild 295c). Abmessungen siehe Tafel 82.
4. *Hohlkeil* nach DIN 6881 (Bild 295d). Sein Bauch ist der Wellenform angepaßt (der Halbmesser der Rundung entspricht dem kleinsten Durchmesser des jeweiligen Wellenbereiches), und die Welle bleibt ungenutet. Die Nabe kann daher an jeder beliebigen Stelle der Welle aufgekeilt werden. Abmessungen siehe Tafel 83.

Tafel 82. Abmessungen in mm der Treib-, Einlege- und Nasenkeile nach DIN 6886 und 6887

d über	bis	$b \times h$	t_1	t_2
6	8	2 × 2	1,1 + 0,1	0,6 + 0,1
8	10	3 × 3	1,7 + 0,1	1,0 + 0,1
10	12	4 × 4	2,4 + 0,1	1,3 + 0,1
12	17	5 × 5	2,9 + 0,1	1,8 + 0,1
17	22	6 × 6	3,5 + 0,2	2,1 + 0,1
22	30	8 × 7	4,1 + 0,2	2,4 + 0,1
30	38	10 × 8	4,7 + 0,2	2,8 + 0,1
38	44	12 × 8	4,9 + 0,2	2,8 + 0,1
44	50	14 × 9	5,5 + 0,2	2,9 + 0,1
50	58	16 × 10	6,2 + 0,2	3,2 + 0,2
58	65	18 × 11	6,8 + 0,2	3,5 + 0,2
65	75	20 × 12	7,4 + 0,2	3,9 + 0,2
75	85	22 × 14	8,5 + 0,2	4,8 + 0,2
85	95	25 × 14	8,7 + 0,2	4,6 + 0,2
95	110	28 × 16	9,9 + 0,2	5,4 + 0,2
110	130	32 × 18	11,1 + 0,3	6,1 + 0,2
130	150	36 × 20	12,3 + 0,3	6,9 + 0,2
150	170	40 × 22	13,5 + 0,3	7,7 + 0,2
170	200	45 × 25	15,3 + 0,3	8,9 + 0,2
200	230	50 × 28	17,0 + 0,3	10,1 + 0,3
230	260	56 × 32	19,3 + 0,3	11,8 + 0,3
260	290	63 × 32	19,6 + 0,3	11,5 + 0,3
290	330	70 × 36	22,0 + 0,3	13,1 + 0,3
330	380	80 × 40	24,6 + 0,3	14,5 + 0,3
380	440	90 × 45	27,5 + 0,3	16,6 + 0,3
440	500	100 × 50	30,4 + 0,3	18,7 + 0,3

5. *Nasenhohlkeil* nach DIN 6889 (Bild 295e). Für ihn gilt das unter 3. und 4. Gesagte. Abmessungen siehe Tafel 83.
6. *Flachkeil* nach DIN 6883 (Bild 295f), für den die Welle eine Anflächung erhalten muß. Abmessungen siehe Tafel 84.
7. *Nasenflachkeil* nach DIN 6884 (Bild 295g). Für ihn gilt das unter 3. und 6. Gesagte. Abmessungen siehe Tafel 84.

Tafel 83. Abmessungen in mm der Hohl- und Nasenhohlkeile DIN 6881 und 6889

d über	bis	$b \times h$	$a \approx$	t_2
22	30	$8 \times 3{,}5$	5	$3{,}2 + 0{,}2$
30	38	10×4	6	$3{,}7 + 0{,}2$
38	44	12×4	6	$3{,}7 + 0{,}2$
44	50	$14 \times 4{,}5$	6	$4{,}0 + 0{,}2$
50	58	16×5	7	$4{,}5 + 0{,}2$
58	65	18×5	7	$4{,}5 + 0{,}2$
65	75	20×6	8	$5{,}5 + 0{,}2$
75	85	22×7	9	$6{,}5 + 0{,}2$
85	95	25×7	9	$6{,}4 + 0{,}2$
95	110	$28 \times 7{,}5$	10	$6{,}9 + 0{,}2$
110	130	$32 \times 8{,}5$	11	$7{,}9 + 0{,}2$
130	150	36×9	12	$8{,}4 + 0{,}2$

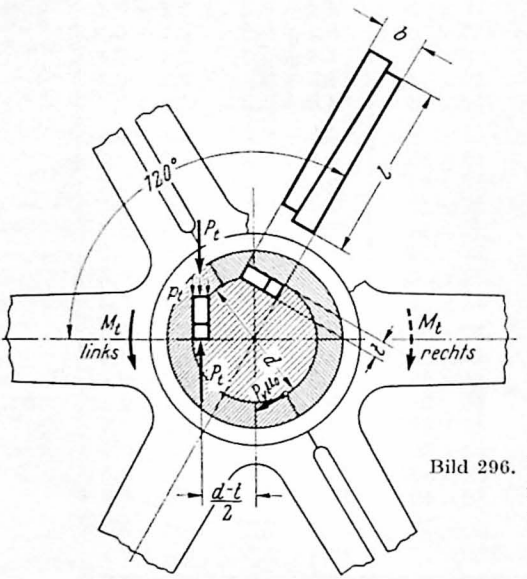


Bild 296. Tangentkeilverbindung für richtungswechselnden Betrieb

8. *Scheibenkeil* (Scheibenfeder nach DIN 6888), der sich auf die Nabennutneigung selbst einstellt (Bild 295h). Er wird im Werkzeugmaschinen- und Kraftfahrzeugbau bevorzugt. Abmessungen siehe unter 3.3.3.

Eine Sonderstellung nehmen die *Tangentkeile* nach DIN 271 und 268 (Bild 296) ein. Zwei um 120° (Ausnahme bis 180°) versetzte Keilpaare mit seitlichem Anzug (Neigung 1:60 · · · 1:100) spannen die Verbindung rüttelsicher vor.

Sie sind zur Übertragung richtungswechselnder Drehmomente bestimmt. Die Umfangskraft wird, abgesehen vom Kraftschluß $P_V \mu_0$ zwischen Welle und Nabe, jeweils von einem Keilpaar aufgenommen, so daß jedes Keilpaar unter Entlastung des anderen nur in einer Richtung trägt (deshalb keine Lockerungsgefahr!). Nach Bild 296 ist das *Grenztragmoment* zu errechnen aus

$$M_G = P_V \mu_0 \frac{d}{2} + P_t \frac{d - t}{2} = 0{,}5\, t\, l_t\, (p \mu_0\, d + p_t\, d - p_t t) \text{ [kpmm]} \quad (163)$$

p	[kp/mm²]	Vorspann-Flankenpressung ≈ 6 kp/mm²,
p_t	[kp/mm²]	mittlere Grenz-Flankenpressung ≈ 12 kp/mm² (ohne Berücksichtigung der Vorspannung),
μ_0		Haftreibungszahl ≈ 0,13,
t	[mm]	Nuttiefe = Keilhöhe,
l_t	[mm]	tragende Keillänge,
d	[mm]	Wellendurchmesser.

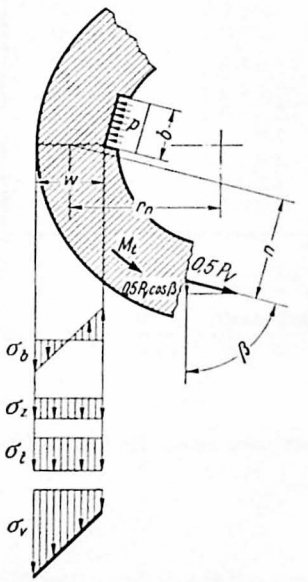


Bild 297. Beanspruchung der Nabe einer Längskeilverbindung

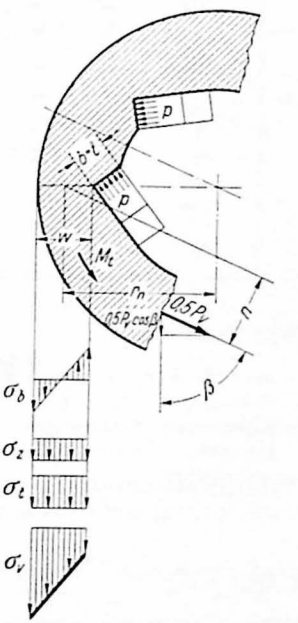


Bild 298. Beanspruchung der Nabe einer Tangentkeilverbindung

Berechnung der Tragsicherheit nach Gleichung 162; $S_T \geqq 1{,}2$ bei St- oder GS-Nabe, $\geqq 1{,}8$ bei GG-Nabe (bei richtungswechselndem Betrieb!).

Aus Festigkeitsgründen sind Keile an der dicksten Nabenstelle anzuordnen, ggf. unter einem Radarm, in geteilten Naben möglichst nicht in einer Teilfuge.

In den Naben überlagert sich im gefährdeten, kleinsten Längsschnitt der Biegevorspannung σ_b und der Zugvorspannung σ_z die durch das Betriebsdrehmoment hervorgerufene tangentiale Zugspannung σ_t (Bilder 297 und 298).

Tafel 84. Abmessungen in mm der Flach- und Nasenflachkeile DIN 6883 und 6884

d über	bis	$b \times h$	t_1	t_2
22	30	8 × 5	1,3 + 0,1	3,2 + 0,2
30	38	10 × 6	1,8 + 0,1	3,7 + 0,2
38	44	12 × 6	1,8 + 0,1	3,7 + 0,2
44	50	14 × 6	1,4 + 0,1	4,0 + 0,2
50	58	16 × 7	1,9 + 0,1	4,5 + 0,2
58	65	18 × 7	1,9 + 0,1	4,5 + 0,2
65	75	20 × 8	1,9 + 0,1	5,5 + 0,2
75	85	22 × 9	1,8 + 0,1	6,5 + 0,2
85	95	25 × 9	1,9 + 0,1	6,4 + 0,2
95	110	28 × 10	2,4 + 0,1	6,9 + 0,2
110	130	32 × 11	2,3 + 0,1	7,9 + 0,2
130	150	36 × 12	2,8 + 0,1	8,4 + 0,2
150	170	40 × 14	4,0 + 0,2	9,1 + 0,2
170	200	45 × 16	4,7 + 0,2	10,4 + 0,3
200	230	50 × 18	5,2 + 0,2	11,7 + 0,3

Vergleichsspannung:

$$\sigma_v = \sigma_b + \sigma_z + \sigma_t = \frac{0{,}5p\,b\,n}{w^2/6} + \frac{0{,}5p\,b\cos\beta}{w} + \frac{M_t}{r_n\,l_t\,w}\ [\mathrm{kp/mm^2}], \quad (164)$$

p [kp/mm²] Vorspannpressung ≈ 6 kp/mm²,
l_t [mm] tragende Keillänge.

Die Vergleichsspannung σ_v soll erfahrungsgemäß etwa die 0,5-fachen Werte der Tafel 9 (Zug) nicht überschreiten.

3.3.2 Querkeile

Querkeile dienen zur axialen Verbindung von Bauteilen. Das Eintreiben der Keile verspannt die Verbindungen und macht sie zur Aufnahme dynamischer Längslasten geeignet. Wegen der erforderlichen Paßarbeit (nicht wahllos austauschbar, teuer!) werden sie nur angewendet, wenn sie schnell gelöst werden müssen. Man findet sie vorwiegend an Schwungrädern (Bild 299) und an den Kreuzköpfen großer Kolbenmaschinen (Bild 300). Querkeilverbindungen sind nicht genormt.

Der Keil soll möglichst selbsthemmend sitzen. Dazu ist eine Keilneigung 1:25 bis 1:10 erforderlich. Ohne Selbsthemmung muß der Keil mit einem Splint, einem Stift oder einer Schraube gesichert werden (Bild 301). Zweiseitig

geneigte Keile werden wegen der schwierigen Paßarbeit vermieden. Um das Innenteil (die Stange) nicht übermäßig zu schwächen, wird der Keil schmal, aber hoch ausgeführt (biegesteif!). Damit das Keilloch auf einfache Weise gefräst werden kann, werden Keilbauch und -rücken halbkreisförmig gerundet. Üblicher Werkstoff für die Keile St 60.

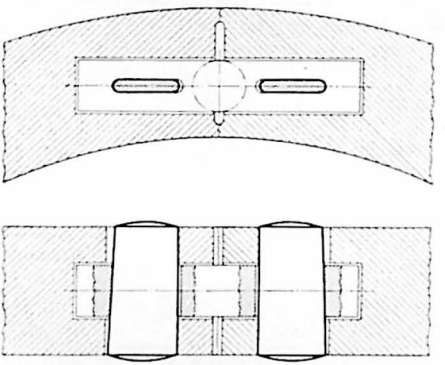


Bild 299. Mit Querkeilen verbundener Schwungradkranz

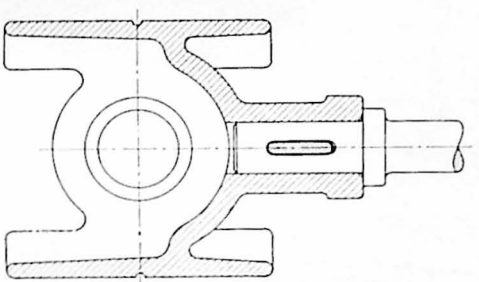


Bild 300. Querkeilverbindung eines Kreuzkopfes mit der Kolbenstange

In Bild 302a sind die beim Eintreiben mit der Kraft P_{ein} auf den Keil wirkenden Normalkräfte P_V (*Vorspannkraft* am Bauch) und P_r (am Rücken) sowie die von ihnen erzeugten Reibungswiderstände $P_V\mu$ und $P_r\mu$ in dick gezeichneten Vektoren angetragen. Die auf die Stange wirkenden Normalkräfte P_r (vom Keilrücken ausgeübt), P_l (längs) und P_q (quer) sowie die Reibungswiderstände $P_r\mu$ und $P_q\mu$ sind dünn angedeutet. Die jeweils auf Keil und Nabe wirkenden Kräfte befinden sich im Gleichgewicht (siehe die Kräftepolygone Bilder 302b und c). Da an einem Querkeil die gleichen Kraft- und Reibungsverhältnisse herrschen wie an einem Längskeil (siehe 3.3.1), ist die Eintreibekraft P_{ein} nach Gleichung 158, und die Austreibekraft P_{aus} nach Gleichung 159 zu berechnen. Reibungswinkel $\varrho \approx 6 \cdots 7°$. Selbsthemmung ist mit $\alpha < 2\varrho$ gegeben.

Bild 303 zeigt verschiedene Querkeilverbindungen. Beim Eintreiben wird die Stange vom Keil gegen die Nabe gedrückt, und zwar

1. mit dem *Stangenbund* (Bild 303a). Diese Ausführung eignet sich für die Fertigung größerer Stückzahlen, erfordert aber, falls die Stange nicht geschmiedet wird, langwierige Dreharbeiten an dieser. Von Vorteil ist die Schwellbeanspruchung des Stangenendes bei Wechsellasten $\pm P$, da die Druckkraft $-P$ vom Bund aufgenommen wird (Lastausschlag im geschwächten Stangenquerschnitt nur halb so hoch wie in der vollen Stange). Das Stangenende muß mit Gleitpassung in der Nabe sitzen.

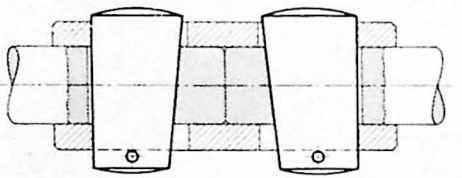


Bild 301. Stiftsicherung von Querkeilen bei Lockerungsgefahr

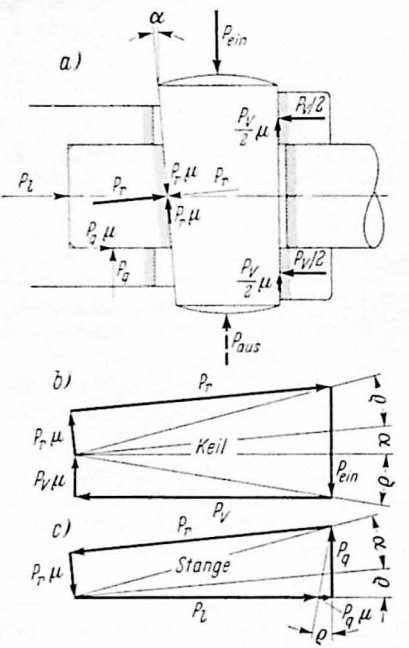


Bild 302. Kräfte in einer Querkeilverbindung beim Eintreiben des Keils (Vorspannen der Verbindung)
a) Normal- und Reibungskräfte an Keil und Stange,
b) Polygon der Kräfte am Keil,
c) Polygon der Kräfte an der Stange

2. mit der *Stangenstirn* (Bild 303b). Diese Ausführung ist die billigste. Das Stangenende muß verhältnismäßig lang sein, um in der Nabe gut geführt zu werden (Gleitpassung erforderlich).

3. mit dem *Kegelende* (Bild 303c), das genau zur Kegelbohrung der Nabe passen muß. Ungünstig ist die Sprengwirkung (das Aufweiten) der Nabe durch die radiale Pressung des kegeligen Stangenendes (erhöhte Beanspruchung durch zusätzliche Radialspannungen).

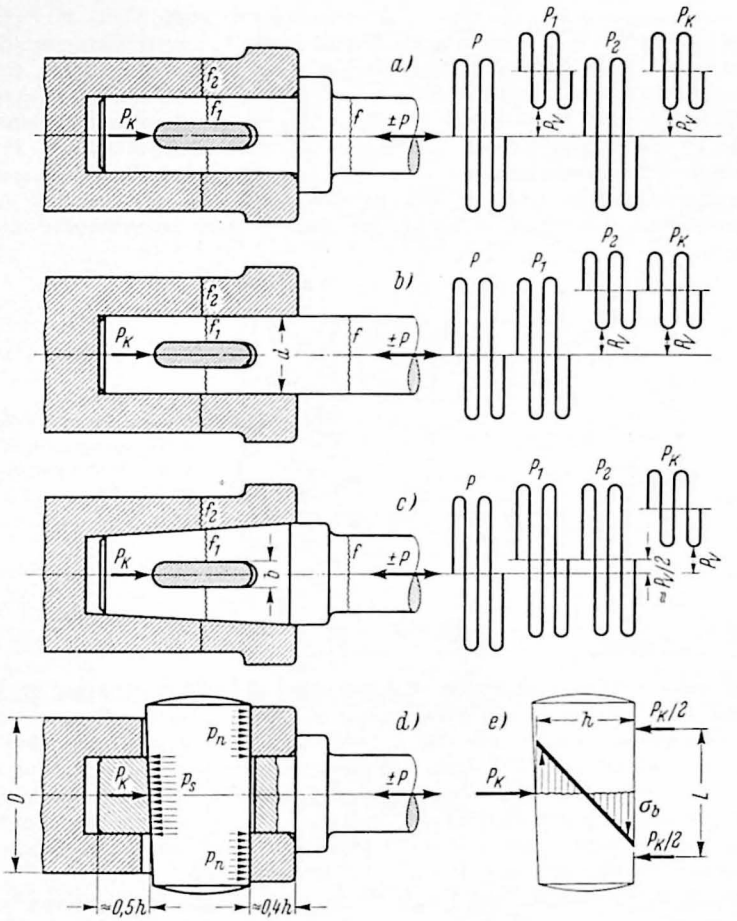


Bild 303. Querkeilverbindungen und deren Belastungen
a) Stangenbund drückt gegen Nabe, b) Stangenstirn drückt gegen Nabe, c) kegeliges Stangenende verspannt Nabe radial, d) Flächenpressungen an den Lochwandungen von Stange und Nabe, e) Biegebeanspruchung des Keils (Keil gedacht als Träger auf zwei Stützen mit Einzellast)

Da Querkeilverbindungen meistens wechselnd mit $\pm P$ belastet werden, sind die bei diesem Lastfall in den Querschnitten f_1 und f_2 wirkenden Kräfte P_1 und P_2, und die den Keil biegende Kraft P_K in den Bildern 303a···c

verlaufsmäßig dargestellt. Mit diesen Kräften können die auftretenden Nennspannungen und -flächenpressungen errechnet werden (bei der Kegelverbindung kommen zu berücksichtigende radiale Spannungen hinzu; siehe 3.3.5). Die Gestaltfestigkeit σ_{AG} der Querschnitte f_1 und f_2 ergibt sich unter Zugrundelegung der in Bild 304 aufgetragenen Formziffern α_k aus Gleichung 20.1 mit $\chi_{gekerbt} = 2/\varrho_o$ (ϱ_o je nach Oberflächengüte siehe Tafel 8). Sicherheit gegen plastische Verformung nach Gleichung 22.1, gegen Dauerbruch nach Gleichung 24.1. Zulässige mittlere Flächenpressungen $\text{zul}p_s = \text{zul}p_n \approx 2{,}5\,\text{zul}\sigma$ (Flächenpressungen siehe Bild 303d). Der Keil wird auf Biegung beansprucht (Bild 303e) mit dem Moment $M_b = P_K L/4$; Widerstandsmoment des Keils $W \approx bh^2/6$; zulässiger Biegespannungsausschlag $\text{zul}\sigma_a \approx 6$ kp/mm², zulässige Biegeoberspannung $\text{zul}\sigma_o \approx 20$ kp/mm². In Verbindungen von Schwungradkränzen muß die Vorspannkraft P_V so groß sein, daß sich die Kranzhälften durch die Fliehkraft im Betrieb nicht voneinander abheben können.

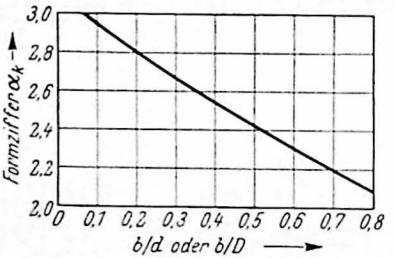


Bild 304. Formziffer α_k für die durch Keillöcher geschwächten Querschnitte von Stange und Nabe

3.3.3 Paßfedern

Wenn mittlere Drehmomente zu übertragen sind, die Unwucht und die Exzentrizität zwischen Nabe und Welle, wie sie in Längskeilverbindungen entsteht, nicht zugelassen werden kann (z. B. in schnell- oder genau laufenden Zahnradgetrieben) und die Naben in Längsrichtung fixiert werden, dann eignen sich *Paßfedern* ohne Keilanzug mit paralleler Bauch- und Rückenfläche. Ihre Flanken müssen fest in den Nuten sitzen, um nicht auszuschlagen. Zwischen Paßfeder und Nabennut verbleibt gewöhnlich ein *Rückenspiel*. Paßfedern übertragen deshalb nur durch Formschluß.

Paßfeder-Verbindungen, auf denen Naben während des Betriebes verschoben werden müssen, wie z. B. Schiebezahnräder, erhalten einen leichten Flankensitz, und die Paßfedern werden mit Zylinderschrauben DIN 84 in der Welle befestigt (Bild 305). Man nennt sie dann auch *Gleitfedern*.

Die mit DIN 6885 genormten Paßfedern in den Formen A bis J sind in Bild 306 zusammengestellt. Die Formen E und F besitzen Gewindelöcher für Abdrückschrauben, die Formen G bis J Bauchschrägen für Abdrückwerkzeuge. Die Form J sichert ein Spannstift gegen Verschieben. Abmessungen der Paßfedern nach Tafel 85.

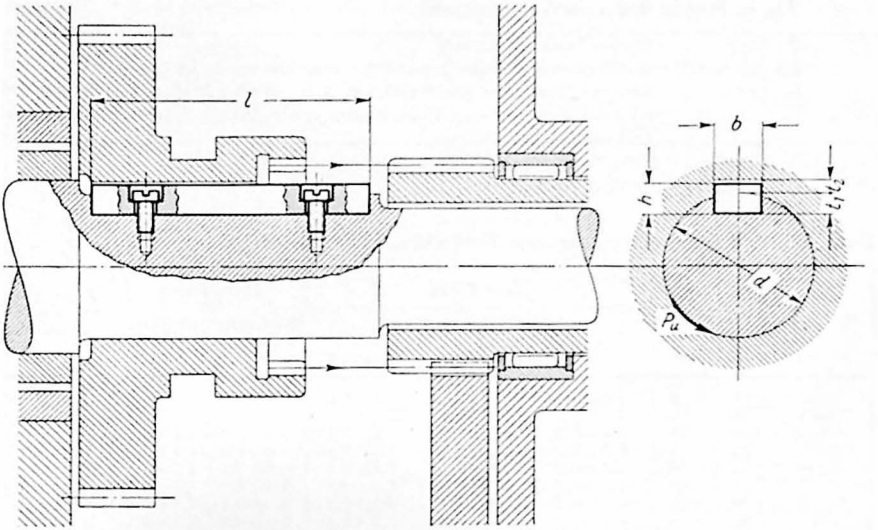


Bild 305. Paßfederverbindung eines Schiebezahnrades

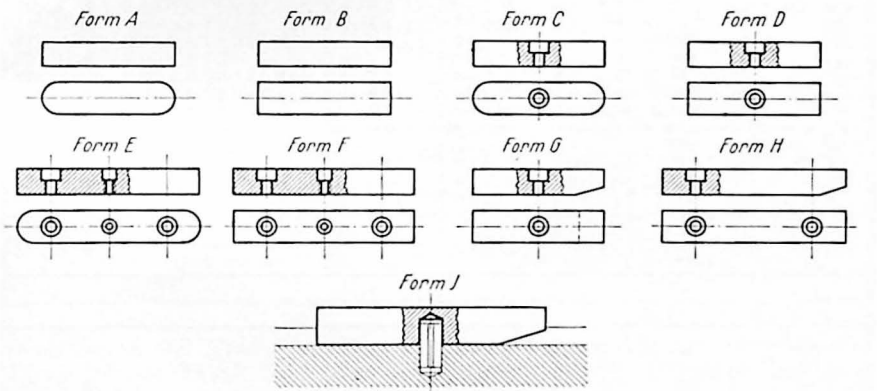


Bild 306. Paßfederformen nach DIN 6885
Form A rundstirnig ohne Halteschraube, Form B geradstirnig ohne Halteschraube, Form C rundstirnig für Halteschraube, Form D geradstirnig für Halteschraube, Form E rundstirnig für zwei Halteschrauben und eine oder zwei Abdrückschrauben, Form F geradstirnig für zwei Halteschrauben und eine oder zwei Abdrückschrauben, Form G geradstirnig mit Schrägung und für Halteschraube, Form H geradstirnig mit Schrägung und für zwei Halteschrauben, Form J geradstirnig mit Schrägung und für Spannstift

Im Werkzeugmaschinen- und Kraftfahrzeugbau ist die billige *Scheibenfeder* nach DIN 6888 vorherrschend (Bild 307, Tafel 86).
Da die Kraft von den Flanken übertragen wird (Bild 308a), ist das *Grenztragmoment* einer Paßfeder-Verbindung zu errechnen aus

$$M_G = P_t\, r \approx 0{,}5\, p_t\, h_t\, l_t\, d \ \text{[kpmm]}, \qquad (165)$$

P_t	[kp]	Grenz-Tangentialkraft,
p_t	[kp/mm²]	mittlere tangentiale Grenz-Flächenpressung $\approx$ 10 kp/mm²,
h_t	[mm]	kleinste Traghöhe der Paßfeder, d. h. h_1 oder h_2 (bei Naben aus GG oder ähnlich spröden Werkstoffen sowie Stoffen mit geringer Festigkeit stets h_2),
l_t	[mm]	Traglänge der Paßfeder,
d	[mm]	Wellendurchmesser.

Tafel 85. Abmessungen in mm der Paßfedern nach DIN 6885

$b \times h$	Für Wellendurchmesser d über	bis	Hohe Form t_1	Hohe Form t_2 mit Rückenspiel	Hohe Form t_2 mit Übermaß	Hohe Form für Werkzeugmaschinen t_1	Hohe Form für Werkzeugmaschinen t_2	Abdrück- und Halteschraube DIN 84
2 × 2	6	8	1,1 +0,1	1 +0,1	0,6 +0,1			
3 × 3	8	10	1,7 +0,1	1,4 +0,1	1 +0,1			
4 × 4	10	12	2,4 +0,1	1,7 +0,1	1,3 +0,1	3 +0,1	1,1 +0,1	
5 × 5	12	17	2,9 +0,1	2,2 +0,1	1,8 +0,1	3,8 +0,2	1,3 +0,1	
6 × 6	17	22	3,5 +0,2	2,6 +0,1	2,1 +0,1	4,4 +0,2	1,7 +0,1	
8 × 7	22	30	4,1 +0,2	3 +0,1	2,4 +0,1	5,4 +0,2	1,7 +0,1	M 3 × 8
10 × 8	30	38	4,7 +0,2	3,4 +0,2	2,8 +0,1	6 +0,2	2,1 +0,1	M 3 × 10
12 × 8	38	44	4,9 +0,2	3,2 +0,2	2,6 +0,1	6 +0,2	2,1 +0,1	M 4 × 10
14 × 9	44	50	5,5 +0,2	3,6 +0,2	2,9 +0,1	6,5 +0,2	2,6 +0,1	M 5 × 10
16 × 10	50	58	6,2 +0,2	3,9 +0,2	3,2 +0,2	7,5 +0,2	2,6 +0,1	M 5 × 10
18 × 11	58	65	6,8 +0,2	4,3 +0,2	3,5 +0,2	8 +0,2	3,1 +0,2	M 6 × 12
20 × 12	65	75	7,4 +0,2	4,7 +0,2	3,9 +0,2	8 +0,2	4,1 +0,2	M 6 × 12
22 × 14	75	85	8,5 +0,2	5,6 +0,2	4,8 +0,2	10 +0,2	4,1 +0,2	M 6 × 15
25 × 14	85	95	8,7 +0,2	5,4 +0,2	4,6 +0,2	10 +0,2	4,1 +0,2	M 8 × 15
28 × 16	95	110	9,9 +0,2	6,2 +0,2	5,4 +0,2	11 +0,3	5,1 +0,2	M 10 × 18
32 × 18	110	130	11,1 +0,3	7,1 +0,2	6,1 +0,2	13 +0,3	5,2 +0,2	M 10 × 20
36 × 20	130	150	12,3 +0,3	7,9 +0,2	6,9 +0,2	13,7 +0,3	6,5 +0,2	M 12 × 22
40 × 22	150	170	13,5 +0,3	8,7 +0,2	7,7 +0,2	14 +0,3	8,2 +0,2	M 12 × 25
45 × 25	170	200	15,3 +0,3	9,9 +0,2	8,9 +0,2			M 12 × 28
50 × 28	200	230	17 +0,3	11,2 +0,3	10,1 +0,3			M 12 × 30
56 × 32	230	260	19,3 +0,3	12,9 +0,3	11,8 +0,3			M 12 × 35
63 × 32	260	290	19,6 +0,3	12,6 +0,3	11,5 +0,3			M 12 × 35
70 × 36	290	330	22 +0,3	14,2 +0,3	13,1 +0,3			M 16 × 40
80 × 40	330	380	24,6 +0,3	15,6 +0,3	14,5 +0,3			M 16 × 45
90 × 45	380	440	27,5 +0,3	17,7 +0,3	16,6 +0,3			M 20 × 50
100 × 50	440	500	30,4 +0,3	19,8 +0,3	18,7 +0,3			M 20 × 55
			Niedrige Form					
5 × 3	12	17	1,9 +0,1	1,2 +0,1	0,8 +0,1			
6 × 4	17	22	2,5 +0,1	1,6 +0,1	1,1 +0,1			
8 × 5	22	30	3,1 +0,2	2 +0,1	1,4 +0,1			M 3 × 8
10 × 6	30	38	3,7 +0,2	2,4 +0,1	1,8 +0,1			M 3 × 10
12 × 6	38	44	3,9 +0,2	2,2 +0,1	1,6 +0,1			M 4 × 10
14 × 6	44	50	4 +0,2	2,1 +0,1	1,4 +0,1			M 5 × 10
16 × 7	50	58	4,7 +0,2	2,4 +0,1	1,7 +0,1			M 5 × 10
18 × 7	58	65	4,8 +0,2	2,3 +0,1	1,6 +0,1			M 6 × 12
20 × 8	65	75	5,4 +0,2	2,7 +0,1	2 +0,1			M 6 × 12
22 × 9	75	85	6 +0,2	3,1 +0,2	2,4 +0,1			M 6 × 15
25 × 9	85	95	6,2 +0,2	2,9 +0,2	2,2 +0,1			M 8 × 15
28 × 10	95	110	6,9 +0,2	3,2 +0,2	2,4 +0,1			M 10 × 18
32 × 11	110	130	7,6 +0,2	3,5 +0,2	2,7 +0,1			M 10 × 20
36 × 12	130	150	8,3 +0,2	3,8 +0,2	3 +0,1			M 12 × 22

bei festem Sitz: Wellennut b P9, Nabennut b P9
bei leichtem Sitz: Wellennut b J9, Nabennut b N9

Tafel 86. Abmessungen in mm der Scheibenfedern nach DIN 6888

$b \times h$	Zuordnung I / II für Wellendurchmesser d_1 über	bis	über	bis	$d_2+0{,}5$	l	t_1 Reihe A	t_1 Reihe B	t_2 Reihe A	t_2 Reihe B
1 × 1,4	3	4	6	8	4	3,82	1 +0,1	1 +0,1	0,6+0,1	0,6+0,1
1,5 × 2,6	4	6	8	10	7	6,76	2 +0,1	2 +0,1	0,8+0,1	0,8+0,1
2 × 2,6	6	8	10	12	7	6,76	1,8+0,1	1,8+0,1	1 +0,1	1 +0,1
2 × 3,7	6	8	10	12	10	9,66	2,9+0,1	2,9+0,1	1 +0,1	1 +0,1
3 × 3,7	8	10	12	17	10	9,66	2,5+0,1	2,8+0,1	1,4+0,1	1,1+0,1
3 × 5	8	10	12	17	13	12,65	3,8+0,1	4,1+0,1	1,4+0,1	1,1+0,1
3 × 6,5	—	—	12	17	16	15,72	5,3+0,1	5,6+0,1	1,4+0,1	1,1+0,1
4 × 5	10	12	17	22	13	12,65	3,5+0,1	4,1+0,1	1,7+0,1	1,1+0,1
4 × 6,5	10	12	17	22	16	15,72	5 +0,1	5,6+0,1	1,7+0,1	1,1+0,1
4 × 7,5	—	—	17	22	19	18,57	6 +0,1	6,6+0,1	1,7+0,1	1,1+0,1
5 × 6,5	12	17	22	30	16	15,72	4,5+0,1	5,4+0,1	2,2+0,1	1,3+0,1
5 × 7,5	12	17	22	30	19	18,57	5,5+0,1	6,4+0,1	2,2+0,1	1,3+0,1
5 × 9	—	—	22	30	22	21,63	7 +0,2	7,9+0,2	2,2+0,1	1,3+0,1
6 × 7,5	17	22	30	38	19	18,57	5,1+0,1	6 +0,1	2,6+0,1	1,7+0,1
6 × 9	17	22	30	38	22	21,63	6,6+0,1	7,5+0,1	2,6+0,1	1,7+0,1
6 × 11	—	—	30	38	28	27,35	8,6+0,2	9,5+0,2	2,6+0,1	1,7+0,1
8 × 9	22	30	38	—	22	21,63	6,2+0,2	7,5+0,2	3 +0,1	1,7+0,1
8 × 11	22	30	38	—	28	27,35	8,2+0,2	9,5+0,2	3 +0,1	1,7+0,1
8 × 13	—	—	38	—	32	31,43	10,2+0,2	11,5+0,2	3 +0,1	1,7+0,1
10 × 11	30	38	38	—	28	27,35	7,8+0,2	9,1+0,2	3,4+0,2	2,1+0,1
10 × 13	30	38	38	—	32	31,43	9,8+0,2	11,1+0,2	3,4+0,2	2,1+0,1
10 × 16	—	—	38	—	45	43,08	12,8+0,2	14,1+0,2	3,4+0,2	2,1+0,1

Zuordnung I gilt, wo die Scheibenfeder wie eine Paßfeder zur Drehmomentübertragung angewendet wird.
Zuordnung II gilt, wo die Scheibenfeder lediglich zur Lagenfeststellung dient.

Reihe A (hohe Nabennut) bevorzugen, stimmt mit DIN 6885 hohe Form überein.
Reihe B (niedrige Nabennut) stimmt mit DIN 6885 hohe Form für Werkzeugmaschinen überein.

Berechnung der Tragsicherheit S_T nach Gleichung 162 (bei wechselnder Drehrichtung $S_T \geqq 2$ bei St- oder GS-Nabe, $\geqq 3$ bei GG-Nabe, sonst wie unter Gleichung 162 angegeben). Sind zwei Paßfedern am Umfang angeordnet, so ist jede mit $M_t/2$ als tagend zu rechnen.
Die Beanspruchung der Paßfedern auf Biegung und Abscheren ist unbedeutend und braucht nicht berücksichtigt zu werden.
Da eine Paßfeder-Verbindung nicht vorgespannt wird, gilt für die tangentiale *Zugspannung* im gefährdeten, kleinsten *Nabenlängsschnitt* (Bild 308b)

$$\sigma_t = \frac{M_t}{r_n l_t w} \quad [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{166}$$

M_t [kpmm] Betriebsdrehmoment.

Als zulässig sind etwa die 0,5-fachen Werte der Tafel 9 (Zug) anzunehmen.

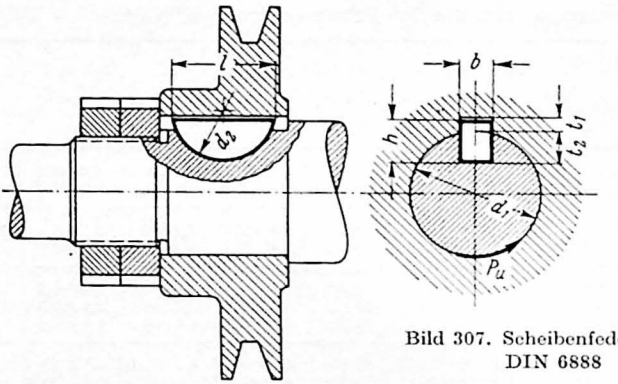


Bild 307. Scheibenfederverbindung nach DIN 6888

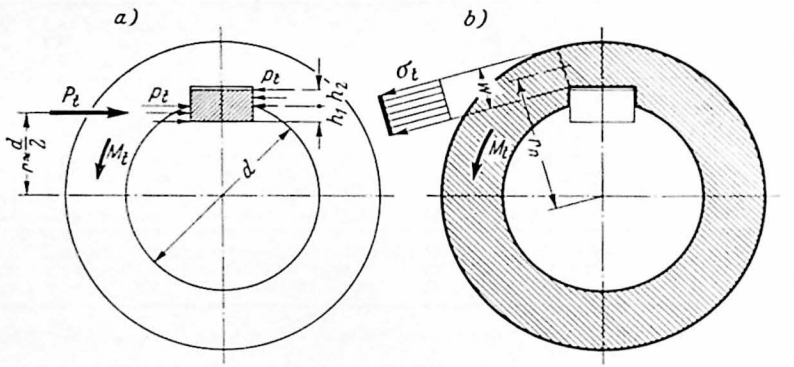


Bild 308. Beanspruchung einer Paßfeder-Verbindung
a) Übertragung des Drehmoments durch Formschluß, b) tangentiale Zugspannung σ_t durch das Betriebsdrehmoment

3.3.4 Profilwellen und -naben

Mit profilierten Wellen und entspr. profilierten Nabenbohrungen entstehen formschlüssige Mitnehmerverbindungen, die das Drehmoment ähnlich wie Paßfeder-Verbindungen übertragen, jedoch mit dem Vorteil, daß ihre symmetrischen Profile die Last gleichmäßig auf dem Umfang verteilt aufnehmen (keine einseitige Nabenmitnahme). Dadurch eignen sie sich besonders gut zur Übertragung großer und wechselnder Drehmomente mit hohen Stoßspitzen. Bild 309 zeigt eine *Vielkeil-Verbindung* (*Keilwelle* mit *-nabe*), Bild 310 eine *Kerbzahn-Verbindung* (*Kerbzahnwelle* mit *-nabe*) und Bild 311 eine *Evolventenzahn-Verbindung* (*Evolventenzahnwelle* mit *-nabe*). Derartige Profile werden mit hochleistungsfähigen Bearbeitungsverfahren (Abwälzfräsen, Abwälzstoßen, Räumen) hergestellt, sind wahllos austauschbar und verhältnismäßig billig.

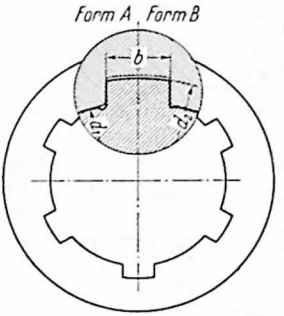


Bild 309. Keilwelle und Keilnabe

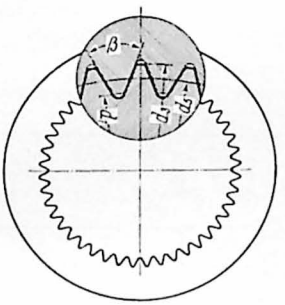


Bild 310. Kerbzahnwelle und Kerbzahnnabe

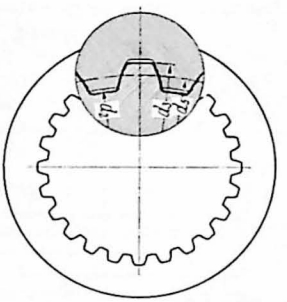


Bild 311. Evolventenzahnwelle und Evolventenzahnnabe

Keilwellen tragen am Umfang eine gerade Zahl (4, 6, 8 oder 10) hochstehender »Keile«, die als Paßfedern aufzufassen sind (Bild 309). Eine leichte Reihe ist mit DIN 5462 genormt, eine mittlere mit DIN 5463. Keilwellen für Werkzeugmaschinen mit DIN 5471 (4 Keile) und DIN 5472 (6 Keile). Der Name Keilwelle ist aus der ehemaligen Bezeichnung »Keile ohne Anzug« für Paßfedern entstanden. Die Keilnaben lassen sich sehr genau auf den Wellen zentrieren, so daß sie vorwiegend in schnellaufenden Hochleistungsgetrieben und in den Zahnradgetrieben der Werkzeugmaschinen angewendet werden. Zentriermöglichkeiten sind:

1. die *Innenzentrierung* (Bild 312a) als genaueste (im Werkzeugmaschinenbau ausschließlich).
2. die *Flankenzentrierung* (Bild 312b), die wegen der genauen Flankenpassung besonders hohe Wechsellasten übertragen kann.
3. die *Außenzentrierung* (Bild 312c). Sie wird nur bei fabrikationstechnischen Vorteilen angewendet (z. B. Räumen der Nabenbohrung, Außenrundschleifen der Welle). Sie ist nicht genormt.

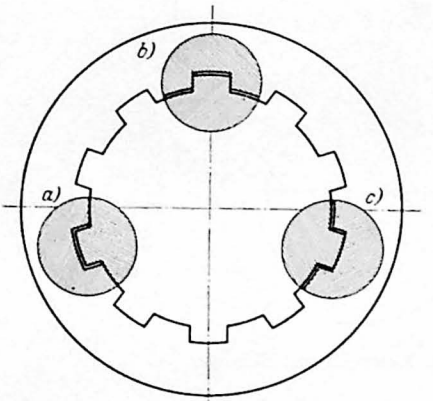


Bild 312. Zentriermöglichkeiten von Vielkeilverbindungen
a) Innenzentrierung, b) Flankenzentrierung, c) Außenzentrierung

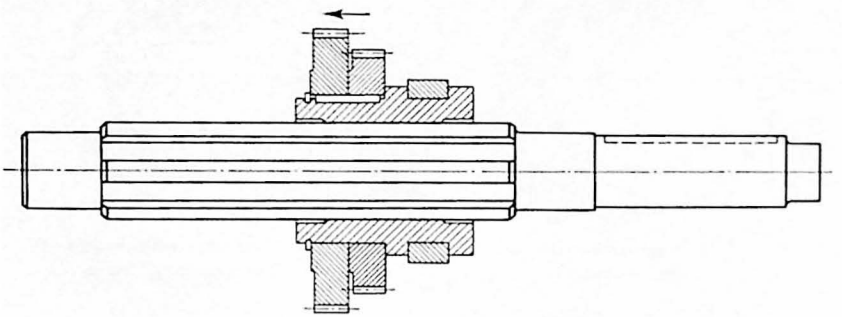


Bild 313. Verschiebbar auf einer Keilwelle sitzende Nabe eines Zahnradpaares

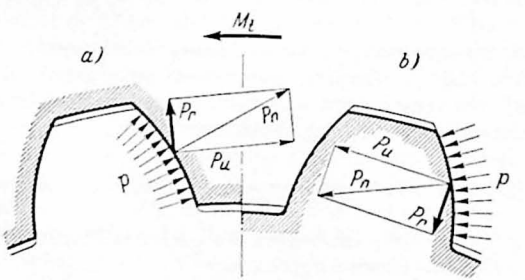


Bild 314. Wirkung der von der Normalkraft P_n herrührenden Radialkomponente auf Zahnnabe und Zahnwelle
a) Aufweiten der Nabe, b) Einschnüren der Welle

Je nach den Erfordernissen kann die Nabe auf der Welle verschiebbar (beweglich entspr. einer Gleitfeder-Verbindung) oder fest (entspr. einer Paßfeder-Verbindung) aufgebracht werden. Ein längs verschiebbares Zahnradpaar auf einer Keilwelle zeigt Bild 313. Im zweiten Fall erhält die Verbindung eine Haftpassung oder eine Preßpassung (Aufpressen längs oder quer; Preßverbindungen siehe 2.6). Für Bewegungssitze empfiehlt sich ein Oberflächenhärten der Wellen. Wegen des hierbei eintretenden Verzuges müssen die tragenden und zentrierenden Flächen nachgeschliffen werden. Für den Auslauf der Schleifscheibe werden die Flankenwurzeln vertieft (siehe Bild 309). Die Abmessungen der Keilprofile siehe Tafel 87, die erforderlichen Passungen Tafel 88.

Tafel 87. Abmessungen in mm des Keilwellen- und Keilnabenprofils

Leichte Reihe DIN 5462			Mittlere Reihe DIN 5463			für Werkzeugmaschinen	
						4 Keile DIN 5471 Innenzentrierung	6 Keile DIN 5472 Innenzentrierung
Kurzzeichen[1])	b	Zentrierung	Kurzzeichen[1])	b	Zentrierung	Kurzzeichen[2])	Kurzzeichen[2])
$6 \times 23 \times 26$	6	Innenzentrierung	$6 \times 11 \times 14$	3	Innenzentrierung	$11 \times 15 \times 3$	$21 \times 25 \times 5$
$6 \times 26 \times 30$	6		$6 \times 13 \times 16$	3,5		$13 \times 17 \times 4$	$23 \times 28 \times 6$
$6 \times 28 \times 32$	7		$6 \times 16 \times 20$	4		$16 \times 20 \times 6$	$26 \times 32 \times 6$
$8 \times 32 \times 36$	6	Innen- oder Flankenzentrierung	$6 \times 18 \times 22$	5		$18 \times 22 \times 6$	$28 \times 34 \times 7$
$8 \times 36 \times 40$	7		$6 \times 21 \times 25$	5		$21 \times 25 \times 8$	$32 \times 38 \times 8$
$8 \times 42 \times 46$	8		$6 \times 23 \times 28$	6		$24 \times 28 \times 8$	$36 \times 42 \times 8$
$8 \times 46 \times 50$	9		$6 \times 26 \times 32$	6		$28 \times 32 \times 10$	$42 \times 48 \times 10$
$8 \times 52 \times 58$	10		$6 \times 28 \times 34$	7		$32 \times 38 \times 10$	$46 \times 52 \times 12$
$8 \times 56 \times 62$	10		$8 \times 32 \times 38$	6	Innen- oder Flankenzentrierung	$36 \times 42 \times 12$	$52 \times 60 \times 14$
$8 \times 62 \times 68$	12		$8 \times 36 \times 42$	7		$42 \times 48 \times 12$	$58 \times 65 \times 14$
$10 \times 72 \times 78$	12		$8 \times 42 \times 48$	8		$46 \times 52 \times 14$	$62 \times 70 \times 16$
$10 \times 82 \times 88$	12		$8 \times 46 \times 54$	9		$52 \times 60 \times 14$	$68 \times 78 \times 16$
$10 \times 92 \times 98$	14		$8 \times 52 \times 60$	10		$58 \times 65 \times 16$	$72 \times 82 \times 16$
$10 \times 102 \times 108$	16		$8 \times 56 \times 65$	10		$62 \times 70 \times 16$	$78 \times 90 \times 16$
$10 \times 112 \times 120$	18		$8 \times 62 \times 72$	12		$68 \times 78 \times 16$	$82 \times 95 \times 16$
			$10 \times 72 \times 82$	12			$88 \times 100 \times 16$
			$10 \times 82 \times 92$	12			$92 \times 105 \times 20$
			$10 \times 92 \times 102$	14			$98 \times 110 \times 20$
			$10 \times 102 \times 112$	16			$105 \times 120 \times 20$
			$10 \times 112 \times 125$	18			$115 \times 130 \times 20$
							$130 \times 145 \times 24$

[1]) Kurzzeichen = Anzahl der Keile × Innendurchmesser d_1 × Außendurchmesser d_2.
[2]) Kurzzeichen = Innendurchmesser d_1 × Außendurchmesser d_2 × Keilbreite b.

Die *Zahnprofile* (Bilder 310 und 311) schwächen die Wellen und Naben weniger als das Vielkeilprofil. Da die zu übertragende Kraft P_n senkrecht auf den geneigten bzw. gewölbten Flanken steht, quetscht die radiale Komponente P_r die Welle und weitet die Nabe auf (Bild 314), so daß ein genauer zentrischer Sitz nicht gewährleistet ist, zumal auch das Flankenspiel zu einer Zentrierungenauigkeit führt. Da viele Zähne tragen, ist die Flächenpressung meistens gering. Von Vorteil ist die Verstellmöglichkeit der Nabe in Umfangsrichtung

Tafel 88. Passungen nach DIN 5465 für Keilwellen-Verbindungen

			b		d_1	d_2
			Nabe ungehärtet	Nabe gehärtet	Nabe gehärtet und ungehärtet	Nabe gehärtet und ungehärtet
Nabe	für Innen- und Flankenzentrierung		D 9	F 10	H 7	H 11
Welle[1])	Innenzentrierung[2])	Welle beweglich in Nabe	f 9 h 8 j 7[3]) k 7[4])	d 9 e 8 f 7	e 8 f 7 g 6	a 11
		Welle fest in Nabe	p 6 s 6 s 6[3]) u 6[4]) u 6	h 6 j 6 j 6[3]) k 6[4]) m 6	j 6 k 6 m 6 n 6	
	Flankenzentrierung	Welle beweglich in Nabe	h 8 j 7 k 7 n 6	e 8 f 7 g 6 —	—	a 11
		Welle fest in Nabe	u 6 — —	k 6 m 6 n 6	—	

[1]) Die fettgedruckten Werte sind zu bevorzugen. Für höhere bzw. für weniger hohe Ansprüche an die Genauigkeit sind die weiterhin angegebenen Werte zu wählen.

[2]) Bei Innenzentrierung hat es sich als zweckmäßig erwiesen, die Toleranz für die Keilbreite b in Abhängigkeit von der Toleranz für den Keilwellen-Innendurchmesser d_1 zu wählen. In der Zahlentafel sind unter Innenzentrierung die den angegebenen Toleranzen für den Keilwellen-Innendurchmesser d_1 zuzuordnenden Toleranzen für die Keilbreite b in den einzelnen Spalten nebeneinander angeordnet. Zum Beispiel ist bei der Toleranz f7 für den Keilwellen-Innendurchmesser d_1 für die Keilbreite b bei ungehärteter Nabe die Toleranz h8 zu wählen.

[3]) Für den Bereich von 1 bis 6 mm.

[4]) Für den Bereich über 6 bis 18 mm.

von Zahn zu Zahn (günstig zum Einstellen von Steuerhebeln oder -nocken). Abmessungen der Zahnprofile siehe Tafel 89.

Die Keile und Zähne werden auf Abscheren, Biegung und Flächenpressung beansprucht. Die beiden ersten sind unbedeutend und können vernachlässigt werden. Deshalb wird das *Grenztragmoment* M_G wie für Paßfeder-Verbindungen (siehe 3.3.3) nach der tangentialen Grenz-Flächenpressung p_t (in Umfangsrichtung) bestimmt und die Verbindung auf Tragsicherheit kontrolliert (Gleichung 162). Die Größe der Tragsicherheit soll etwa betragen: bei einseitigem Betrieb mit St- oder GS-Nabe $S_T \geqq 1{,}2$, mit GG-Nabe $\geqq 1{,}6$ (bei stark stoßhaftem Betrieb jeweils um etwa 30% höhere Werte); bei wechselseitigem Betrieb mit St- oder GS-Nabe $S_T \geqq 2$, mit GG-Nabe $\geqq 3$. Da infolge von herstellungsbedingten Abweichungen (Toleranzen) nicht alle Keile oder Zähne tragen und außerdem die tragenden nicht gleichmäßig belastet werden, wird in die Gleichung für M_G ein Abminderungsfaktor φ eingeführt:

Tafel 89. Abmessungen in mm des Kerbzahn- und Evolventenzahnprofils

Kerbzahnprofil-Kurzzeichen DIN 5481	d_1 A 11	d_3 a 11	d_5	Zähnezahl z	$\beta°$
7 × 8	6,9	8,1	7,5	28	60°
8 × 10	8,1	10,1	9	28	
10 × 12	10,1	12	11	30	
12 × 14	12	14,2	13	31	
15 × 17	14,9	17,2	16	32	
17 × 20	17,3	20	18,5	33	
21 × 24	20,8	23,9	22	34	
26 × 30	26,5	30	28	35	
30 × 34	30,5	34	32	36	
30 × 40	36	39,9	38	37	
40 × 44	40	44	42	38	
45 × 50	45	50	47,5	39	
50 × 55	50	54,9	52,5	40	
55 × 60	55	60	57,5	42	
60 × 65	60	65	61,5	41	55°
65 × 70	65	70	67,5	45	
70 × 75	70	75	72	48	
75 × 80	75	80	76,5	51	
80 × 85	80	85	82,5	55	
85 × 90	85	90	87	58	
90 × 95	90	95	91,5	61	
95 × 100	95	100	97,5	65	
100 × 105	100	105	102	68	
105 × 110	105	110	106,5	71	
110 × 115	110	115	112,5	75	
115 × 120	115	120	117	78	
120 × 125	120	125	121,5	81	

Evolventenzahnprofil-Kurzzeichen DIN 5482	d_2 H 11	d_3 h 11	d_5	Zähnezahl z	Modul m
15 × 12	12	14,5	12,8	8	1,6
17 × 14	14	16,5	14,4	9	
18 × 15	15	17,5	16	10	
20 × 17	17	19,5	19,2	12	
22 × 19	19	21,5	20,8	13	
25 × 22	22	24,5	22,4	14	
28 × 25	25	27,5	26,25	15	1,75
30 × 27	27	29,5	28	16	
32 × 28	28	31,5	29,75	17	
35 × 31	31	34,5	31,5	18	
38 × 34	34	37,5	36,1	19	1,9
40 × 36	36	39,5	38	20	
42 × 38	38	41,5	39,9	21	
45 × 41	41	44,5	44	22	2
48 × 44	44	47,5	46	23	
50 × 45	45	49,5	48	24	
52 × 47	47	51,5	50	25	
55 × 50	50	54,5	52	26	
58 × 53	53	57,5	54	27	
60 × 55	55	59,5	56	28	
62 × 57	57	61,5	60,9	29	2,1
65 × 60	60	65,3	63	30	
68 × 62	62	67,3	65,1	31	
70 × 64	64	69,3	67,2	32	
72 × 66	66	71,3	69,3	33	
75 × 69	69	74,3	71,4	34	
78 × 72	72	77,3	73,5	35	
80 × 74	74	79,3	75,6	36	
82 × 76	76	81,3	83,25	37	2,25
85 × 79	79	84,3	85,5	38	
88 × 82	82	87,3	87,75	39	
90 × 84	84	89,3	90	40	
92 × 86	86	91,3	92,25	41	
95 × 89	89	94,3	94,5	42	
98 × 92	92	97,3	96,75	43	
100 × 94	94	99,3	99	44	

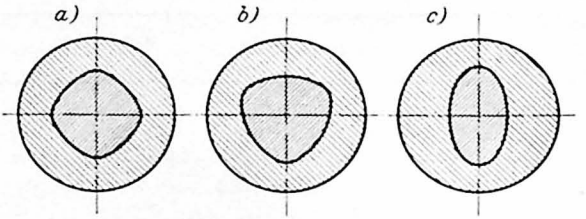


Bild 315.
Polygonwellen und Polygonnaben
a) vierseitige,
b) dreiseitige,
c) zweiseitige

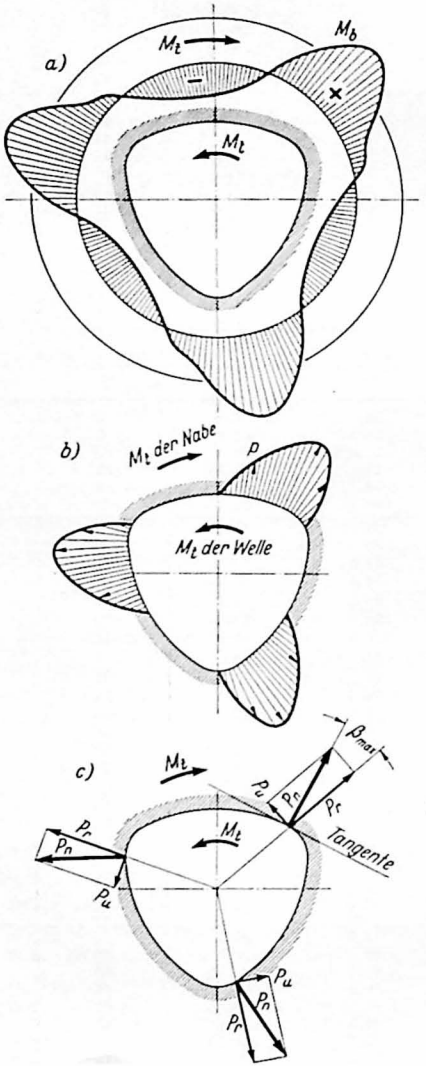


Bild 316. Wirkungen in der Nabe einer Polygon-Verbindung mit dreiseitigem Profil
a) Biegemomente durch die Normalkraft P_n in den einzelnen Längsschnitten der Nabe, b) Verlauf der Fugenpressung p, c) Kraftwirkungen (Normalkräfte P_n jeweils zerlegt in eine Umfangskraft P_u und eine Radialkraft P_r)

$$M_G = \varphi\, p_t\, h_t\, z\, l_t\, r_m \text{ [kpmm]}, \tag{176}$$

φ	Abminderungsfaktor = 0,75 für Keilwellen-Verbindungen mit Innen- oder Außenzentrierung, = 0,9 für solche mit Flankenzentrierung, = 0,65 für Zahnwellen-Verbindungen,
p_t [kp/mm²]	tangentiale Grenz-Flächenpressung ≈ 7 kp/mm² bei ungehärteten Profilflanken, ≈ 10 kp/mm² bei gehärteten Profilflanken von Welle und Nabe,
h_t [mm]	Traghöhe = $0{,}5(d_2 - d_1)$ für Keilprofile, = $0{,}5(d_3 - d_1)$ für Zahnprofile,
z	Anzahl der Keile oder Zähne,
l_t [mm]	tragende Profillänge,
r_m [mm]	Traghalbmesser = $0{,}25(d_2 + d_1)$ für Keilprofile, = $0{,}25(d_3 + d_1)$ für Zahnprofile.

Während bei den Keil- und Zahnwellen-Verbindungen ausgeprägte Vorsprünge (Keile, Zähne) die Mitnahme bewirken, wächst die Mitnehmerwirkung in den *Polygon-Profilen* nach Bild 315 als symmetrische Unrunde (*Gleichdicke*) kontinuierlich. Die Polygon-Verbindungen lassen sich innen und außen in der Passungsqualität 6 herstellen, so daß sie eine genaue Zentrierung gewährleisten (mit Ausnahme der vierseitigen, die nur außen geschliffen werden können). Da auf der Oberfläche keine krassen Vorsprünge vorhanden sind, machen sich nur geringe Kerbwirkungen bemerkbar, und Polygon-Verbindungen vermögen hohe dynamische Kräfte zu übertragen. In Bild 316 ist der Verlauf der auf die Nabe wirkenden Biegemomente, Flächenpressungen und Kräfte dargestellt.

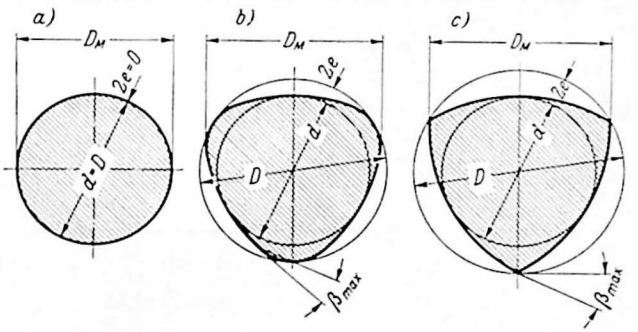


Bild 317. Theoretischer Bereich der dreiseitigen Polygonprofile
a) Exzentrizität $e = 0$ (Kreisquerschnitt), b) Mittelwert der Exzentrizität e, c) Spitzenbildung des Profils bei der maximalen Exzentrizität e

Das vorherrschende dreiseitige Polygon wird mit verschiedener Exzentrizität e angewendet. Als theoretisch untere Grenze gilt der Kreisquerschnitt mit $e = 0$, und als obere das Polygon mit Spitzenbildung (Bild 317). Abmessungen der üblichen Polygon-Profile P3 nach Bild 318a (für Haftsitze H6, H7/h6, k6 oder Festsitze H6, H7/m6, p6, s6) und PC3 nach Bild 318b (für Gleitsitze H6, H7/f7, g6, j6) siehe Tafel 90. Bild 319 zeigt den mit Polygon-

Tafel 90. Abmessungen in mm des dreiseitigen Polygonprofils (Auszug nach *Manurhin, Mülhausen/Elsaß*)

Form P 3 für Festsitze				
D_M	D	d	e	a
10	10,75	9,25	0,375	2,8
20	21,2	18,8	0,6	4,5
22	23,4	20,6	0,7	5,2
25	26,6	23,4	0,8	6
28	29,8	26,2	0,9	6,7
30	32	28	1	7,4
32	34,24	29,76	1,12	8,4
34	36,36	31,64	1,18	8,8
36	38,5	33,5	1,25	9,3
38	40,64	35,36	1,32	9,9
40	42,8	37,2	1,4	10,5
45	48,2	41,8	1,6	12
50	53,6	46,4	1,8	13,5
60	64,72	55,28	2,36	17,6
70	76	64	3	22,4
80	86,8	73,2	3,4	25,4
90	98	82	4	30
100	109	91	4,5	33,6
110	120	100	5	37,4

Form PC 3 für Bewegungssitze					
d	D	D_M	e	a	$\beta°_{max}$
11	14	12,5			32
13	16	14,5	2	18	29,2
16	20	18			28,5
18	22	20			26,4
21	25	23			28,2
23	28	25,5			29,2
26	32	29	4	36	29,2
28	34	31			27,9
32	38	35			25,8
36	42	39			25,2
42	48	45			22,9
46	54	50			24,2
52	60	56	5	45	22,3
56	65	60,5			22,1
62	72	67			21,2
72	82	77			19,5

Profil P3 gefügten Schaufelträger eines Kompressorgebläses für einen Düsenmotor.

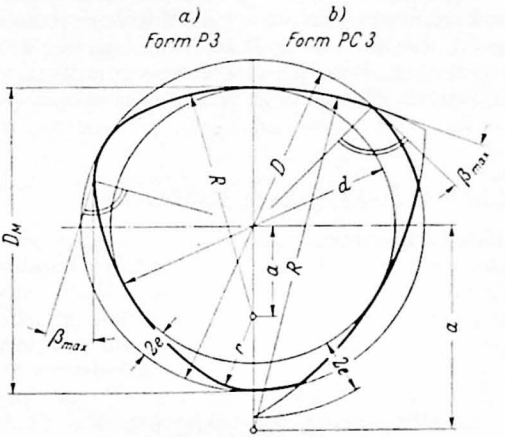


Bild 318. Praktische Polygon-Profile (*Manurhin, Mühlhausen/Elsaß*)
a) Form P3 für Festsitz,
b) Form PC3 für Bewegungssitz (die Bohrung läßt sich nur durch Räumen herstellen)

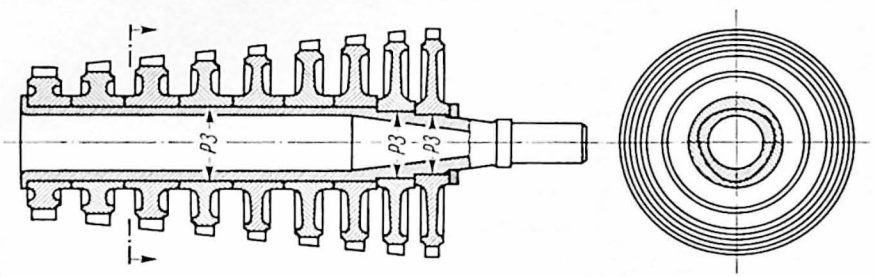


Bild 319. Mit Polygonprofil P3 gefügter Schaufelträger eines Gebläses

Grenztragmoment von Polygon-Verbindungen:
für das Profil P3 (Festsitz)

$$M_G = p\,(0{,}75\,\pi\,D_M\,e + 0{,}05 D_M^2 - 0{,}53 e^2)\,l_t \text{ [kpmm]}, \tag{168.1}$$

für das Profil PC3 (Bewegungssitz)

$$M_G = \frac{0{,}75 p\,D\,(D-d)\,(\tan\beta_{max} + 0{,}1)\,l_t}{\tan\beta_{max}} \text{ [kpmm]}, \tag{168.2}$$

p	[kp/mm²]	mittlere Grenz-Flächenpressung $\approx$ 12 kp/mm² bei ungehärteten Fugenflächen, $\approx$ 18 kp/mm² bei gehärteten Fugenflächen,
D_M	[mm]	Meßweite,
D	[mm]	Umkreisdurchmesser,
d	[mm]	Inkreisdurchmesser,
e	[mm]	Exzentrizität,
β_{max}	[°]	größter Steigungswinkel,
l_t	[mm]	tragende Profillänge.

Tragsicherheit nach Gleichung 162; üblich $S_T \geqq 1{,}2$ bei einseitigem Betrieb, $\geqq 1{,}8$ bei wechselseitigem Betrieb (bei starken Stößen etwa 30% höhere Werte).
Der Nabenaußendurchmesser von Profilverbindungen wird erfahrungsgemäß $\approx 1{,}6D$ für St oder GS, $\approx 1{,}8D$ für GG gewählt, wenn D den Durchmesser des jeweils umschreibenden Kreises bedeutet. Eine Festigkeitsberechnung der Nabe erübrigt sich dann. Zum leichteren Fügen sollen alle Profilwellen und -naben an ihren Enden abgefast sein.

3.3.5 Preßverbände mit zylindrischen und kegeligen Paßfugen

In 2.6 wurde dargelegt, daß durch das Zusammenpressen unter Übermaß von Außen- und Innenteilen mit zylindrischen Paßfugen nach vorhergehender Erwärmung oder Unterkühlung eines der Paßteile rüttelsichere, hochbeanspruchbare Verbindungen geschaffen werden können. Als Nachteil gilt die Schwierigkeit, derartige Verbände zu lösen, insbesondere große und schwere Maschinenteile, da das Lösen so große Kräfte erfordert, die entweder nicht aufgebracht werden können oder die bleibende Verformungen oder Zerstörungen der Paßflächen (Fugenflächen) hinterlassen. Mit dem von der *SKF* (Schwedische Kugellager-Fabriken) entwickelten *Druckölverfahren* wurden diese Schwierigkeiten beseitigt.

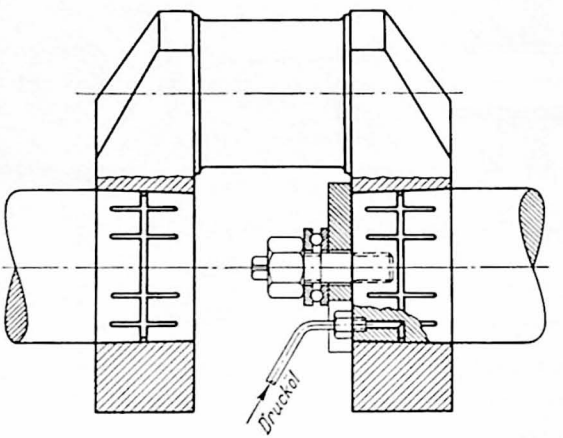


Bild 320. Druckölverband einer Kurbelwelle (Zuführung des Preßöls durch die Welle)

Durch Bohrungen in der Welle oder in der Nabe mit anschließenden Ringrillen wird Öl in die Paßfugen gepreßt, das die Nabe aufweitet und die Welle radial einschnürt. Die Paßteile lassen sich dann unter Schmierwirkung des Öls in axialer Richtung leicht trennen. Teile mit schwach kegeligen Paßflächen lassen sich in dieser Weise auch fügen, während solche mit zylindrischen Fugenflächen nur gelöst werden können.

Bei dem Kurbelwellenverband nach Bild 320 wird das Öl durch die Welle in eine Ringnut gedrückt, die eine Anzahl Querausläufer besitzt, während bei dem Verband nach Bild 321 das Öl an zwei Stellen durch die Nabe zugeführt wird. Die Nabe der letzteren hat zwei Ringnuten, in denen sich das Öl auf dem Umfang verteilen kann. An den Enden befinden sich Dichtungsringe, um ein Lecken zu verhüten.

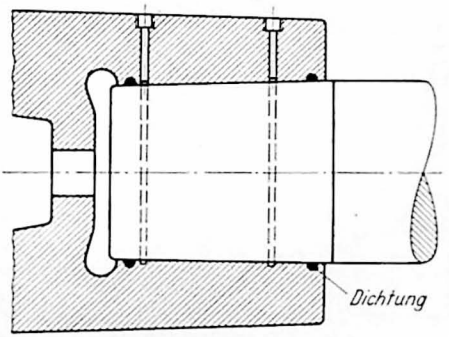


Bild 321. Druckölverband (Zuführung des Preßöls durch die Nabe)

Bild 322. Werkzeugbefestigung mittels Kegelverbindung
a kegeliger Werkzeugschaft, *b* Maschinenhülse, *c* Langloch für den Austreiber und zur Lagensicherung des Schaftes

Die Werkstoffe der Paßteile müssen eine hohe Streckgrenze besitzen und dürfen nicht porös sein. Ein einwandfreies Fügen ist ferner nur möglich, wenn die Fugenflächen sauber geschliffen oder feingedreht sind. Zum Ausgleichen von Unebenheiten wird empfohlen, eine Paßfläche zu phosphatieren oder mit einem Ferromanganphosphat-Film zu überziehen. Die Breite der Ölnuten muß im Verhältnis zur Fugenlänge klein sein.

Die Berechnung der Druckölverbände unterscheidet sich von denen der Querpreßpassungen (siehe 2.6.2) nicht. Mit Mineralöl hat sich ein Haftbeiwert $\nu_r = 0{,}14 \cdots 0{,}27$ eingestellt (häufigste Werte 0,17), und mit Glyzerin $\nu_r = 0{,}2 \cdots 0{,}32$ (häufigste Werte 0,25). Der Öldruck muß so bemessen sein, daß er die Paßteile nicht über ihre Streckgrenze hinaus beansprucht (man geht bis etwa $0{,}9\sigma_S$). Unter dieser Voraussetzung muß das Übermaß bestimmt werden.

Leicht lösbare Preßverbände lassen sich auch mit Kegeln schaffen, die durch eine Längskraft (meistens Schraubenanzugskraft) verspannt werden (Bilder 322 und 323). Kegel zentrieren die auf ihnen sitzenden Naben von selbst,

wenn die Kegelwinkel von Innen- und Außenteil genau übereinstimmen. Kegelige Wellenenden mit Kegel 1:10 sind mit DIN 749 und 750 genormt (Bild 324, Tafel 91). *Kegel* $1:k$ kennzeichnet die Abnahme des Kegeldurchmessers auf einer Länge k um 1 mm. Dieses Verhältnis wird auch *Verjüngung* genannt und ergibt sich beim Kegelstumpf zu $(D-d):l=1:k$. Für Werkzeughalterungen (Bild 322) wird der *Metrische Kegel* 1:20 oder der *Morsekegel* 1:19,002 ··· 1:20,047 (DIN 228 und 233) benutzt. In DIN 254 sind Beispiele für die Anwendung von Kegeln im Maschinenbau (mit Angabe der jeweils üblichen Kegligkeit) aufgeführt.

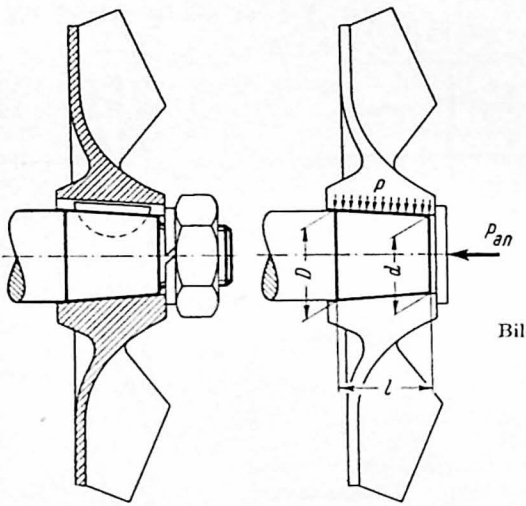


Bild 323. Kegelverbindung (kegeliges Wellenende mit der Nabe eines Lüfters)

Wenn der Verband durch eine Längskraft P_{an} vorgespannt worden ist (Bild 323), so ist zwischen den Kegelflächen wegen der Keilwirkung ein Kraftschluß vorhanden, mit dem das Drehmoment wie von einer Preßverbindung übertragen wird. Die Scheibenfeder dient lediglich zur Lagensicherung der Nabe in Umfangsrichtung. Bild 325 zeigt die Kraftverhältnisse beim Fügen (Anziehen) des Preßverbandes als Reaktion der Welle auf die Nabe. Die Fugenpressungen p sind jeweils auf einer Hälfte zu einer Normalkraft P_n zusammengefaßt, welche die sich der Anzugskraft P_{an} entgegensetzenden Reibungswiderstände $P_n\mu$ hervorrufen (Bild 325a). P_n und $P_n\mu$ werden jeweils zu Resultierenden R zusammengesetzt, und diese wiederum in Querkomponenten P'_n und Längskomponenten P_l zerlegt. P'_n ist die radiale *Vorspannkraft* P_V der Verbindung, die die Nabe sprengen will (Keilwirkung!). Nach den Gleichgewichtsbedingungen muß $P_{an}=2P_l$ sein. Aus den geometrischen Beziehungen (Bild 325b) folgt

$$P_V=\frac{P_{an}}{2\tan(\varrho+\frac{\alpha}{2})}\ \text{[kp]}. \tag{169}$$

Tafel 91. Abmessungen in mm von kegeligen Wellenenden (hierzu Bild 324)

D	Gewinde	Kegelige Wellenenden DIN 749		Kurze kegelige Wellenenden DIN 750	
		L_1	L_2	L_1	L_2
6	M 4	16	10	12	6
8	M 6	20	12	16	8
10	M 6	23	15	18	10
12	M 8	30	18	24	12
14	M 10	30	18	26	14
16	M 10	40	28	28	16
18	M 10	40	28	30	18
19	M 12 × 1,5	50	36	33	19
20	M 12 × 1,5	50	36	34	20
22	M 12 × 1,5	50	36	36	22
24	M 16 × 1,5	60	42	42	24
25	M 16 × 1,5	60	42	43	25
28	M 16 × 1,5	60	42	46	28
30	M 20 × 1,5	80	58	52	30
32	M 20 × 1,5	80	58	54	32
35	M 22 × 1,5	80	58	57	35
38	M 22 × 1,5	80	58	60	38
40	M 27 × 1,5	110	82	68	40
42	M 27 × 1,5	110	82	70	42
45	M 27 × 1,5	110	82	73	45
48	M 33 × 1,5	110	82	76	48
50	M 33 × 1,5	110	82	78	50
55	M 33 × 1,5	110	82	83	55
60	M 42 × 1,5	140	105	95	60
65	M 42 × 1,5	140	105	100	65
70	M 48 × 1,5	140	105	105	70
75	M 48 × 1,5	140	105	110	75
80	M 60 × 2	170	130	120	80
85	M 60 × 2	170	130	125	85
90	M 60 × 2	170	130	130	90
95	M 60 × 2	170	130	135	95
100	M 76 × 2	210	165	145	100
110	M 80 × 2	210	165	155	110
120	M 80 × 2	210	165	165	120
130	M 100 × 2	250	200	180	130
140	M 100 × 2	250	200	190	140
150	M 110 × 2	250	200	200	150
160	M 130 × 3	300	240	220	160
170	M 130 × 3	300	240	230	170
180	M 130 × 3	300	240	240	180
190	M 150 × 3	350	280	260	190
200	M 150 × 3	350	280	270	200

Bei entsprechend kleinem Kegelwinkel α sitzt die Verbindung selbsthemmend, und zum Lösen muß eine dem Anziehen entgegengesetzt gerichtete Kraft $P_{lös}$ aufgebracht werden. Da sich die Reibungswiderstände P_n/μ dieser Kraft entgegensetzen (Bild 326), wird

$$P_{lös} = 2P_V \tan(\varrho - \frac{\alpha}{2}) \text{ [kp]}, \tag{170}$$

ϱ [°] Reibungswinkel; $\tan\varrho = \mu \approx 0{,}1$,
α [°] Kegelwinkel.

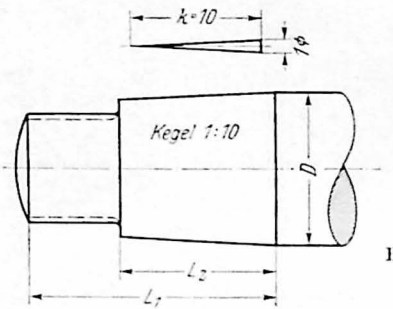


Bild 324. Kegeliges Wellenende nach DIN 749 und 750

Selbsthemmung ist demnach vorhanden, wenn $\varrho > \alpha/2$, d.h. $\alpha < 2\varrho$ ist. Anderenfalls wird $P_{lös}$ negativ, und die Nabe würde sich nach Fortnahme der spannenden Längskraft P_{an} sofort lockern.

Die *Fugenpressung* ergibt sich zu

$$p = \frac{P_V}{D_F l_F} \text{ [kp/mm²]}, \tag{171}$$

D_F [mm] Fugendurchmesser = mittlerer Kegeldurchmesser = $0{,}5(D + d)$,
l_F [mm] Fugenlänge.

Mit p, D_F und l_F kann der Preßverband wie eine zylindrische Längspreßpassung behandelt werden (Berechnung siehe 2.6.2). Falls die Längskraft P_{an} durch Schraubenanzug erzeugt wird, ist sie für gefühlsmäßiges Anziehen mit Gleichung 120 zu ermitteln (σ_{an} aus Bild 255), beim Anziehen mit Drehmomentenschlüssel (nach festgelegter Anzugskraft P_{an}) das Schraubenanzugsmoment M_V mit Gleichung 119.
Die radiale Vorspannung beansprucht die Nabe mit der Zugspannung σ_z (Bild 327a). Da jeder Nabenlängsschnitt mit $P_V/2$ belastet wird, ist im gefährdeten, kleinsten Längsschnitt

$$\sigma_z = \frac{0{,}5\,P_V}{w\,l_t} \text{ [kp/mm²]}, \tag{172}$$

für die als zulässig etwa die 0,5-fachen Werte der Tafel 9 (Zug) gelten. Unter Wirkung des Betriebsdrehmomentes werden die Ringfasern auf Schub beansprucht (Bild 327b), da das Drehmoment wegen des allseitigen Kraftschlusses

vom gesamten Fugenumfang aufgenommen wird. Diese Schubspannung τ ist im Vergleich zur Zugspannung σ_z (Sprengwirkung) unbedeutend und kann vernachlässigt werden.

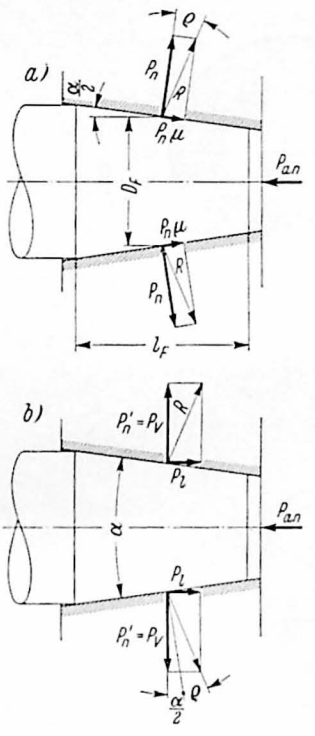


Bild 325. Kraftverhältnisse beim Anziehen einer Kegelverbindung
a) Normalkräfte P_n und Reibungswiderstände $P_n\mu$, b) Vorspannkräfte P_V und Längswiderstände P_l

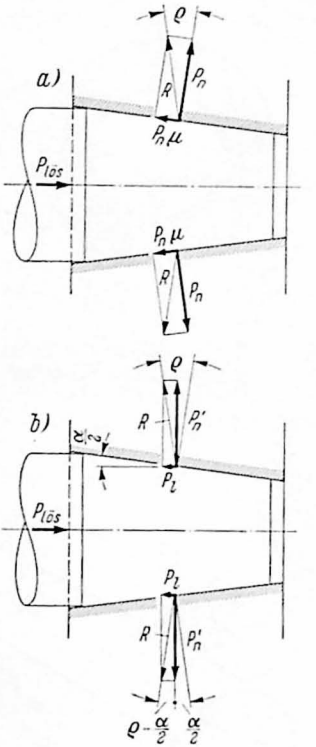


Bild 326. Kraftverhältnisse beim Lösen einer Kegelverbindung
a) Normalkräfte P_n und Reibungswiderstände $P_n\mu$,
b) Längswiderstände P_l

In den zur Aufnahme von Querkeilen längsgeschlitzten Naben (siehe 3.3.2) muß der verbleibende, geschwächte Längsschnitt die *Sprengkraft* P_S aufnehmen (erzeugt durch Keilanzug und Betriebslängslast; berechnet mit Gleichung 169, wenn für P_{an} die Unterkraft von P_2 als Druckkraft gesetzt wird; siehe Bild 303c), die die Zugspannung

$$\sigma_z = \frac{P_S}{2\,(f_1 + f_2)} \quad [\mathrm{kp/mm^2}] \tag{173}$$

nach Bild 328 hervorruft. Wenn sie die genannte zul. Spannung des Werkstoffs nicht oder nur wenig überschreitet, kann die Nabe im Querschnitt

noch mit dem in 3.3.2 angegebenen zulässigen Spannungsausschlag σ_a (durch Keilvorspannung und Betriebslängslast) beansprucht werden, ohne daß es einer Nachrechnung auf zusammengesetzte Beanspruchung bedarf.

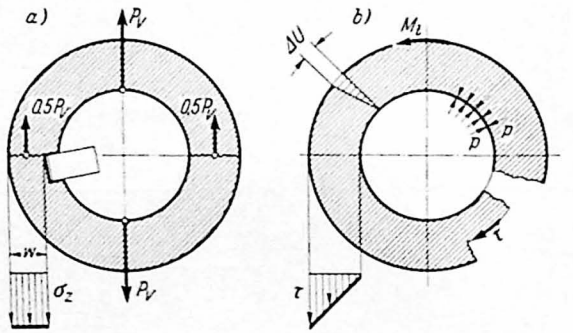


Bild 327. Beanspruchung der Nabe
a) durch die Vorspannung, b) durch das Betriebsdrehmoment (ΔU Verschiebung der Randfaser gegenüber der Innenfaser, τ Schubspannung)

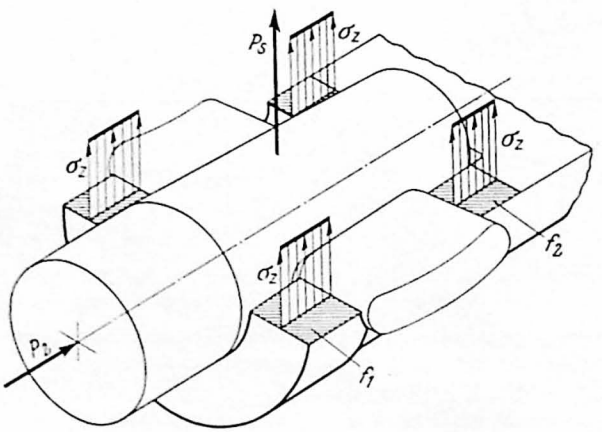


Bild 328. Zugspannungen im Längsschnitt einer durch Querloch geschwächten Nabe, auf die eine kegelige Stange eine Sprengwirkung ausübt

3.3.6 Klemmnaben

In *Klemmverbindungen* wird im Gegensatz zu Preßverbänden die erforderliche Fugenpressung nicht durch ein Übermaß erzeugt, sondern mittels Schraubenanzug durch Verspannen der Außen- mit den Innenteilen. So werden z. B. geteilte Riemenscheiben und geteilte Schwungräder mit Wellen verbunden (Bild 329). Zur Befestigung von Hebeln oder untergeordneten Teilen, die nur

ein kleines Drehmoment zu übertragen haben, werden durch Schlitze elastisch gemachte Naben mit Schrauben zusammengezogen (Bilder 330 und 331). Klemmverbindungen eignen sich besonders, wenn die Naben (z. B. Hebel) auf der Welle eingestellt werden müssen oder wenn im Betrieb Nachstellungen erforderlich sind. Die Naben können sowohl in Umfangs-, als auch in Längsrichtung jede gewünschte Lage erhalten.

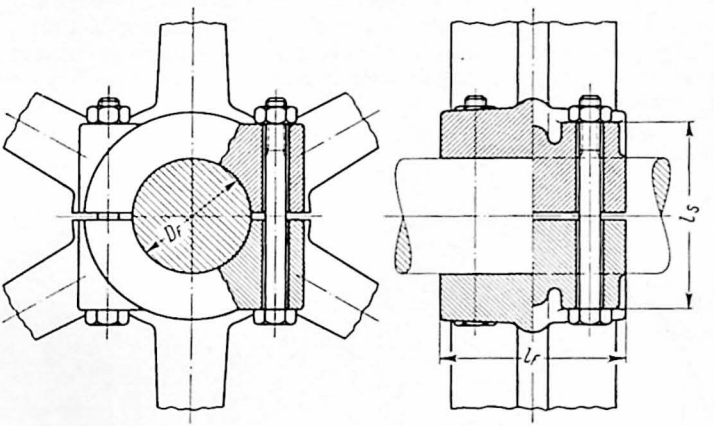


Bild 329. Klemmverbindung mit geteilter Nabe

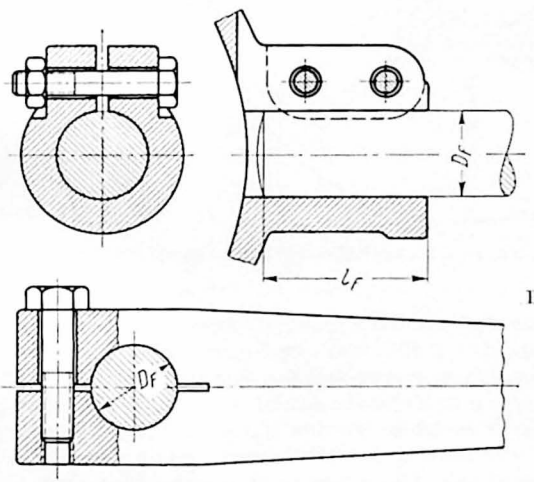


Bild 330. Klemmverbindungen mit geschlitzter Nabe und einseitigem Schraubenanzug

Um beim Anziehen ein Vorbiegen der Nabenteile bis zur Berührung mit der Welle, wie dies bei Spielpassungen der Fall wäre, zu vermeiden, ist unbedingt ein Haftsitz für die Paßflächen erforderlich (anderenfalls unkontrollierbares

Absinken der Fugenpressung und damit der Rutschkraft, oder unzulässig hohes Vorspannen der Schrauben und Nabenteile).

1. *Geteilte Klemmnaben* (Bild 332)

Zur Erzeugung der Fugenpressung ist eine bestimmte *Vorspannkraft* P_V erforderlich (Bild 332a). Jede Schraube wird mit der Kraft P_{an} angezogen, so daß $P_V = P_{an} i$ ist, wenn i die Anzahl der Schrauben bedeutet (Bestimmung der Schraubenanzugskraft P_{an} nach 3.1.3, Gleichung 120; σ_{an} aus Bild 255). Da prinzipiell die gleichen Verhältnisse wie in einer Schrumpfring-Verbindung vorliegen (siehe 2.6.3), erhält man die *Vorspann-Fugenpressung* gemäß Gleichung 103 zu

$$p_V = \frac{P_V}{D_F l_F} \text{ [kp/mm²]}. \tag{174}$$

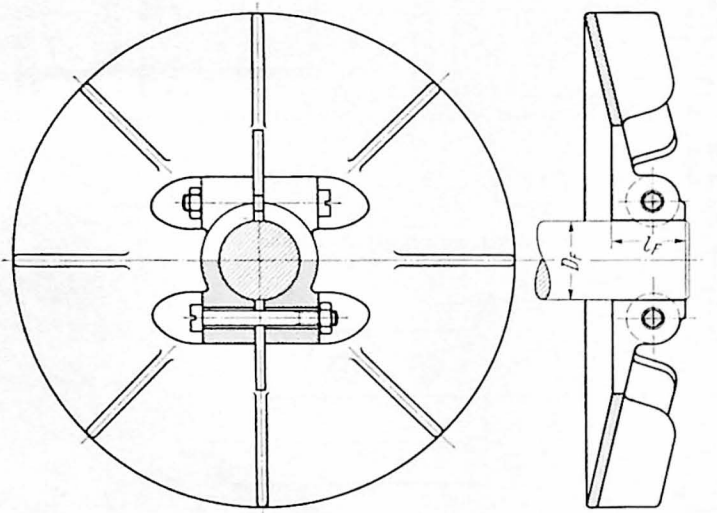


Bild 331. Klemmverbindung mit geschlitzter Nabe und zweiseitigem Schraubenanzug

Im Betrieb will die Fliehkraft C die Nabenhälften voneinander abheben. Man nimmt näherungsweise an, daß $0{,}65C$ von der Nabenverbindung und $0{,}35C$ von der Kranzverbindung aufgenommen werden (vergleiche hierzu Bild 224). Der auf die Nabenverbindung entfallende Anteil wird als Betriebslast P bezeichnet (Bild 332b). Die Schrauben werden durch die Betriebslast weiter gedehnt, während die Einschnürung der Welle zurückgeht. Dadurch sinken Fugenpressung und Rutschkraft. Die letzte muß aber noch so groß bleiben, daß sie das Drehmoment mit Sicherheit übertragen kann (Rutschsicherheit S_R nach Gleichung 26.1). Die Kraftverhältnisse lassen sich mit einem *Verspannungsbild* (Bild 332c) darstellen, wie es in 2.6.3 beschrieben worden ist (anstelle der Ringdehnung tritt die Schraubendehnung). Die im Betrieb nach

der Wellenentlastung noch wirksame Kleinstkraft P_k (Bild 332b) hält eine Fugenpressung $p_k = P_k/D_F l_F$ aufrecht, die die Rutschkraft P_{ru} bestimmt (Gleichung 97.1). Sinngemäß zu den Gleichungen 104 und 124 beträgt die *Differenzkraft* (Bild 332c).

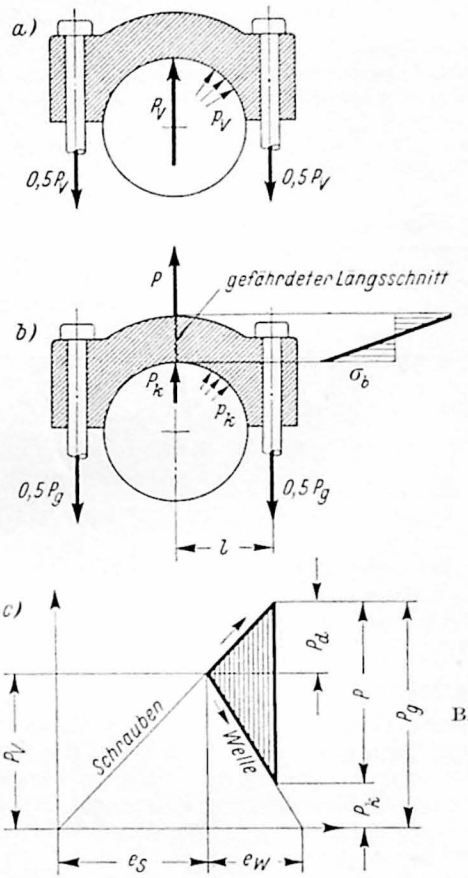


Bild 332. Kräfte an einer geteilten Klemmnabe
a) im vorgespannten Zustand,
b) im Betriebszustand,
c) Verspannungsbild

$$P_d = P \frac{\frac{e_W}{e_S}}{1 + \frac{e_W}{e_S}} \text{ [kp]}, \qquad (175)$$

e_W [μm] Einschnürung der Welle beim Anziehen der Verbindung

$$e_W = \frac{p_V D_F 10^3}{E_W}.$$

wenn

E_W [kp/mm²] der Elastizitätsmodul des Wellenwerkstoffs ist,

e_S [µm] Dehnung der Schrauben beim Anziehen

$$e_S \approx \frac{P_{an}\, l_S\, 10^3}{f_S\, E_S},$$

wenn

l_S [mm] die Klemmlänge,

f_S [mm²] der Schaftquerschnitt der Schrauben, und

E_S [kp/mm²] der Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffs ist.

Mit P_d wird die Größtkraft $P_g = P_V + P_d$, so daß die Kleinstkraft $P_k = P_g - P$ beträgt. Mit dieser sind p_k und P_{ru} zu berechnen.

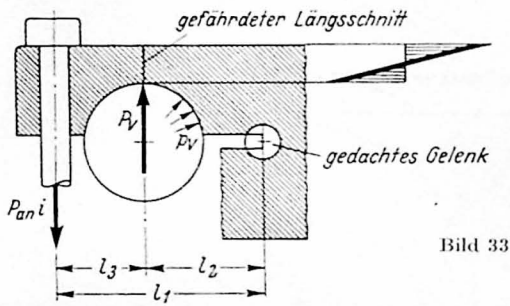


Bild 333. Kräfte an einer geschlitzten Klemmnabe

Der gefährdete Längsschnitt wird, wenn man eine Nabenhälfte als Träger auf zwei Stützen auffaßt, mit dem Moment $M_b = 0{,}5 P_g l$ [kpmm] beansprucht (Bild 332b). Die Biegespannung σ_b soll die Werte nach Tafel 9 möglichst nicht überschreiten.

2. *Geschlitzte Klemmnaben* (Bild 333)

Die Berechnung einer derartigen Verbindung ist in einfacher Weise nur in grober Näherung möglich, da die Vorspannkraft P_V außer von den Schraubenanzugskräften von der Elastizität des geschlitzten Nabenteils abhängt, also auch von der Länge des Schlitzes. Man denkt sich den betr. Nabenteil durch einen angelenkten, einarmigen Hebel ersetzt (Gelenk am Schlitzende), so daß die *Vorspannkraft* zu errechnen ist aus

$$P_V = \frac{P_{an}\, i\, l_1}{l_2} \text{ [kp]}. \tag{176}$$

Mit dieser ergibt sich aus Gleichung 174 die Fugenpressung $p_V = p_k$, die die Rutschkraft P_{ru} bestimmt (eine Abhebegefahr der Nabenteile besteht nicht!). Wegen der Unsicherheiten im Rechnungsansatz ist hierbei nur $0{,}5 \cdots 0{,}7 P_V$ einzusetzen (je nach Schlitzlänge; kleine Werte bei kurzen Schlitzen). Außerdem ist die Rutschsicherheit $S_R \geqq 2$ zu wählen.

Der gefährdete Längsschnitt wird mit dem Moment $M_b \approx P_V i l_3$ [kpmm] auf Biegung beansprucht (zul σ_b nach Tafel 9).

Für geschlitzte Naben mit beidseitigem Schraubenanzug (Bild 331) ist die Vorspannkraft P_V wie in Verbindungen mit geteilten Naben zu ermitteln, die Fugenpressung $p_V = p_K$ jedoch unter Einsatz von $0{,}5 \cdots 0{,}7 P_V$ (je nach Schlitzlänge), da der außerhalb der Schlitzung verbleibende Nabenrest das Vorspannen behindert. Rutschsicherheit $S_R \geqq 2$. Eine Abhebegefahr für die Nabenteile besteht ebenfalls nicht.

3.3.7 Kraftschlüssige Spannelemente

Ringfeder-Spannelemente (Bild 334) zum spielfreien, kraftschlüssigen Verbinden von Wellen mit Naben besitzen zwei ineinandergreifende kegelige Ringe aus vergütetem Sonderstahl. Durch axiale Schraubenkraft werden die Ringe radial gespannt, und die erzeugte Fugenpressung ruft einen Haftwiderstand hervor, der das Drehmoment überträgt. Auf diese Weise lassen sich Zahnräder, Schwungräder, Riemenscheiben, Kettenräder, Bremsscheiben, Betätigungs- und Steuernocken, Hebel, Kupplungsnaben u. dgl. auf Wellen befestigen. Bis 30 mm Wellendurchmesser genügt eine Spannschraube oder -mutter (Bild 335a), darüber hinaus sind mehrere Spannschrauben erforderlich (Bild 335b). Bohrungspassungen H7 oder H8, Wellenpassungen j6, m6, k6 oder h6.

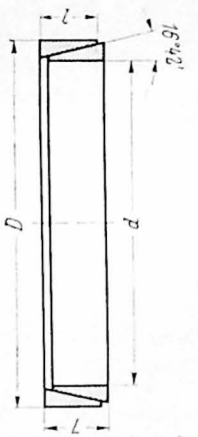


Bild 334. Ringfeder-Spannelement
(*Ringfeder GmbH, Krefeld*)

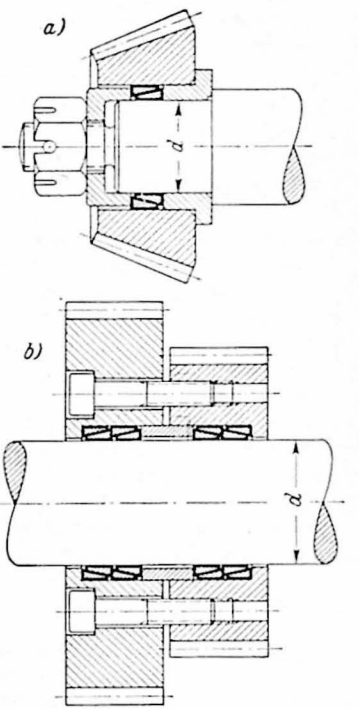


Bild 335. Ringfeder-Spannelement-Verbindungen
a) mit einer Spannschraube,
b) mit mehreren Spannschrauben

Spannelemente werden mit Spiel eingesetzt (Bild 336a). Die spannende Axialkraft P_a, die durch Keilwirkung der Kegelflächen den Außenring weitet und den Innenring einschnürt, muß zunächst in einer Größe aufgebracht werden, die das Einbauspiel kompensiert. Auf den mit p gepreßten Kegelfugen steht die Normalkraft P_n, die den Reibungswiderstand $P_n\mu$ erzeugt. Beide setzen sich zur Resultierenden R zusammen. R wird in die Längskraft P_m und in die Radialkraft P_r zerlegt. P_r bewirkt die elastische Radialverformung der Ringe, so daß sich diese weiter ineinanderschieben können. Der Wellenbund setzt dem Innenring die Kraft P_i entgegen. Im noch nicht kraftschlüssigen Zustand der Paßflächen (Bild 335a) ist $P_a = P_m = P_i$. Bei Beseitigung des Spiels erreicht die Axialkraft P_a die Größe P_0 (Bild 336b). In diesem Grenzzustand ist $P_a = P_0 = P_m = P_i$. Bei Steigerung der Axialkraft (Bild 336c) wird unter der Voraussetzung, daß Innen- und Außenring gleichzeitig zur Anlage kommen, der Außenring gegen die Nabenbohrung gepreßt (*Fugenpressung* p_a) und der Innenring gegen die Welle (*Fugenpressung* p_i). Es entstehen die Normalkräfte P_{na} und P_{ni}, die die Reibungswiderstände $P_{na}\mu$ und $P_{ni}\mu$ hervorrufen. Nach den Gleichgewichtsbedingungen muß $P_a = P_m + \mu(P_{na} + P_{ni})$ sein, oder $P_a = P_0 + P_l$, wenn P_l den Anteil an der Längskraft darstellt, der zur Erzeugung der radialen Fugenpressungen p_a und p_i dient; es ist dann $P_l = P_m - P_0 + \mu(P_{na} + P_{ni})$. Aus den Bildern 336b und c ergibt sich ferner: $P_{na} = P_{ni} = P_r - P_{r0}$. Wenn Außen- und Innenring nicht gleichzeitig mit Nabe bzw. Welle zur Berührung kommen, ist $P_{na} \neq P_{ni}$! P_i ist stets um die Reibungswiderstände $P_{na}\mu$ und $P_{ni}\mu$ kleiner als die aufgewendete Axialkraft (Schraubenkraft) P_a!

Jeder Spannring ist prinzipiell mit einem Keil zu vergleichen (Bilder 291 und 302). *Selbsthemmung* würde demzufolge mit $\alpha < 2\varrho$ eintreten. Um ein Selbstlösen der Ringe beim Lockern der Spannschrauben zu gewährleisten, wird, da erfahrungsgemäß $\varrho \approx 6 \cdots 7°$ beträgt, vom Hersteller $\alpha = 16°42'$ ausgeführt. Bei einem größeren Keilwinkel α würden die radialen Fugenpressungen p_a und p_i kleiner und dann nicht mehr zur Drehmomentübertragung lohnen.

Je stärker eine Spannelement-Verbindung angezogen wird, um so höher steigen die Fugenpressungen, die die Größe der Rutschkraft P_{ru} und damit die Übertragungsfähigkeit bestimmen (siehe 2.6.2). Die Fugenpressungen dürfen die Streckgrenze der Bauteilwerkstoffe nicht erreichen, da sonst plastische Verformungen eintreten, die die Übertragungsfähigkeit senken und das Lösen erschweren.

Als Grenze für die Fugenpressungen gilt $p_a = p_i = 32$ kp/mm². Für diese ist das *Grenztragmoment* M_G neben den Abmessungen der Ringfeder-Spannelemente in Tafel 92 angegeben, außerdem die hierfür erforderlichen axialen Spannkräfte P_0 und P_l. Hat der Naben- oder Wellenwerkstoff eine kleinere Streckgrenze als 40 kp/mm², so muß die Verbindung mit einem *verminderten Tragmoment* M_T ausgelegt werden:

$$M_T = \frac{M_G\,\sigma_S}{40}\ \text{[kpm]}, \tag{177}$$

M_G[kpm] Grenztragmoment (Tafel 92),

σ_S [kp/mm²] Streckgrenze des Naben- oder Wellenwerkstoffs $\leqq$ 40 kp/mm²; für Grauguß ist stets σ_S = 10 kp/mm² zu setzen.

Tafel 92. Technische Daten von Ringfeder-Spannelementen (nach *Ringfeder GmbH, Krefeld*)

$d \times D$ [mm]	L [mm]	l [mm]	M_G [kpm]	P_0 [kp]	P_1 [kp]
9 × 12	4,5	3,7	2,26	750	1640
10 × 13	4,5	3,7	2,79	610	1780
12 × 15	4,5	3,7	4	630	2140
13 × 16	4,5	3,7	4,7	610	2260
14 × 18	6,3	5,3	7,8	1140	3600
15 × 19	6,3	5,3	9	1080	3800
16 × 20	6,3	5,3	10,2	1030	4000
17 × 21	6,3	5,3	11,5	930	4280
18 × 22	6,3	5,3	12,9	860	4520
19 × 24	6,3	5,3	14,4	1160	4820
20 × 25	6,3	5,3	16	1120	5020
22 × 26	6,3	5,3	19,3	830	5360
25 × 30	6,3	5,3	25	910	6160
28 × 32	6,3	5,3	31,3	750	6680
30 × 35	6,3	5,3	36	870	7240
32 × 36	6,3	5,3	40,9	710	7620
35 × 40	7	6	55,4	940	9460
36 × 42	7	6	58,6	1100	9800
38 × 44	7	6	65,3	1000	10400
40 × 45	8	6,6	79,6	1380	11820
42 × 48	8	6,6	87,8	1540	12650
45 × 52	10	8,6	131	2500	17600
48 × 55	10	8,6	149	2300	18600
50 × 57	10	8,6	162	2200	19400
55 × 62	10	8,6	196	2200	21200
56 × 64	12	10,4	246	2900	26400
60 × 68	12	10,4	282	2800	28000
63 × 71	12	10,4	311	2500	29600
65 × 73	12	10,4	331	2600	30200
70 × 79	14	12,2	451	3100	38400
71 × 80	14	12,2	464	3000	39000
75 × 84	14	12,2	517	3100	41000
80 × 91	17	15	724	4400	54200
85 × 96	17	15	817	4600	57200
90 × 101	17	15	916	4400	60400
95 × 106	17	15	1020	4000	63800
100 × 114	21	18,7	1410	6100	84400
110 × 124	21	18,7	1710	6000	92400
120 × 134	21	18,7	2030	5400	100600
130 × 148	28	25,3	3220	9600	148400
140 × 158	28	25,3	3740	9000	159000
150 × 168	28	25,3	4290	8600	169400

Zur Begrenzung auf dieses Tragmoment ist eine *Schraubenanzugskraft* aufzubringen:

$$P_a = P_0 + P_1 \frac{\sigma_S}{40} \text{ [kp]}. \tag{178}$$

Erforderliche *Rutschsicherheit*

$$S_R = \frac{M_T}{M_t} \geqq 1{,}2 \cdots 1{,}5 \tag{179}$$

(kleine Werte bei stoßfreiem, große bei stoßhaftem Betrieb), wenn M_t [kpm] das Betriebsdrehmoment bedeutet. Bei Wechsellasten sind keine höheren Sicherheiten notwendig, da bereits mit der Rutschkraft gerechnet ist. Berechnung der Spannschrauben mit $P_V = P_a/i$ (i Anzahl der Schrauben) nach 3.1.3, Gleichung 120.

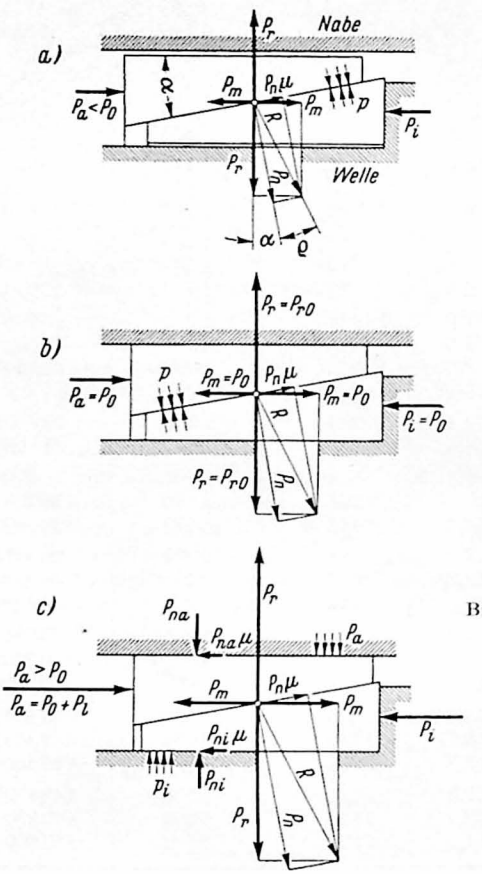


Bild 336. Kraftverhältnisse beim Anziehen eines Ringfeder-Spannelements
a) Einbauspiel noch nicht beseitigt,
b) Einbauspiel gerade beseitigt,
c) Entstehung der Fugenpressungen p_a und p_i

Reicht ein Spannelement zur Übertragung des Drehmomentes nicht, so können mehrere Elemente derart hintereinander angeordnet werden, daß sich die Axialkraft P_a fortpflanzt und die folgenden Elemente spannt. Hierbei muß jedoch bedacht werden, daß sich die Spannkraft P_a durch jedes Element um die Reibungskräfte $P_{na}\mu$ und $P_{ni}\mu$ vermindert (Bild 337). Legt man sicherheitshalber die Reibungszahl mit $\mu = 0{,}15$ zugrunde, dann erhält man das Tragmoment für zwei Elemente zu $M_{T2} = 1{,}5M_T$, für drei Elemente zu $M_{T3} = 1{,}75M_T$, und für vier Elemente zu $M_{T4} = 1{,}875M_T$. Mehr als vier hintereinander liegende Spannelemente lohnen nicht, da sie sowieso noch nicht einmal das doppelte Drehmoment eines Einzelelementes übertragen können. Bis zur Beseitigung des Einbauspiels werden theoretisch alle Elemente gleichmäßig gespannt, da die Axialkraft P_a bis zu diesem Zeitpunkt verlustlos weitergeleitet wird.

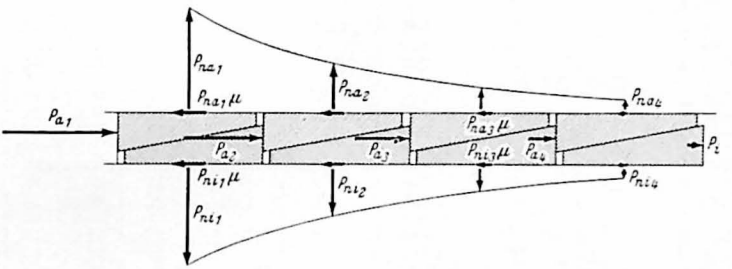


Bild 337. Abnahme der axialen und radialen Spannkräfte in hintereinander liegenden Spannelementen

Spannelement-Verbindungen sind haltbarer als die gewöhnlichen Kraft- oder Formschlußverbindungen. In Bild 338 ist die Torsions-Gestaltfestigkeit von Wellen mit verschiedenen Nabenverbindungen gegenübergestellt. Spannelemente schwächen die Wellen nicht (keine Nuten oder Kerben), und das Drehmoment wird ohne nennenswerte Spannungsspitzen vom Nabensitz in die Welle geleitet. Als besonderer Vorteil ist noch zu werten, daß die Naben in jeder beliebigen Umfangs- oder Längslage auf den Wellen montiert werden können (Feineinstellung möglich) und daß sich die Naben jederzeit ohne Schwierigkeit lösen lassen.

Auf dem gleichen Prinzip beruhen die aus Doppelkegelringen aufgebauten *Ringfeder-Spannsätze* (Bild 339), die bereits die Spannschrauben enthalten, so daß für ihre Montage keine zusätzlichen Spannorgane notwendig sind. Allerdings sind dafür ihre Abmessungen größer. Die Abmessungen, die Grenztragmomente M_G und die erforderlichen Anzugsmomente M_V für die Schrauben sind in Tafel 93 angegeben. Ein Anwendungsbeispiel zeigt Bild 340, in welchem der Spannsatz auch die vom Kegelrad herrührende Axiallast aufnehmen muß. Da die Spannsätze nicht so hohe radiale Fugenpressungen p_a und p_i erzeugen wie die Spannelemente, sind sie für jeden Naben- und Wellenwerkstoff geeignet. Rutschsicherheit nach Gleichung 179 mit $M_T = M_G$.

Tafel 93. Technische Daten von Ringfeder-Spannsätzen (nach *Ringfeder GmbH, Krefeld*)

$d \times D$	L	l	B	M_G	p_i	p_a	Spannschrauben DIN 912-10 K		
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kpm]	[kp/mm²]	[kp/mm²]	Anzahl	Gewinde	M_V [kpm]
45 × 75	24	20	33,5	103	10,8	6,5	12	M 8 × 22	4,1
50 × 80	24	20	33,5	126	10,7	6,7	12	M 8 × 22	4,1
55 × 85	24	20	33,5	173	12,1	7,9	14	M 8 × 22	4,1
60 × 90	24	20	33,5	200	11,8	7,9	14	M 8 × 22	4,1
65 × 95	24	20	33,5	286	14,4	9,9	16	M 8 × 22	4,1
70 × 110	28	24	39,5	420	15,2	9,7	14	M 10 × 25	7,8
75 × 115	28	24	39,5	467	14,7	9,6	14	M 10 × 25	7,8
80 × 120	28	24	39,5	513	14,2	9,5	14	M 10 × 25	7,8
85 × 125	28	24	39,5	635	15,5	10,6	16	M 10 × 25	7,8
90 × 130	28	24	39,5	690	15,1	10,4	16	M 10 × 25	7,8
95 × 135	28	24	39,5	885	17,4	12,2	18	M 10 × 25	7,8
100 × 145	30	26	44	990	16	11	14	M 12 × 30	13,5
110 × 155	30	26	44	1100	14,7	10,5	14	M 12 × 30	13,5
120 × 165	30	26	44	1430	16,4	11,9	16	M 12 × 30	13,5
130 × 180	38	34	52	1900	13,9	10	20	M 12 × 35	13,5
140 × 190	38	34	52	2250	14,3	10,5	22	M 12 × 35	13,5
150 × 200	38	34	52	2700	15,2	11,4	24	M 12 × 35	13,5
160 × 210	38	34	52	3200	15,6	11,9	26	M 12 × 35	13,5
170 × 225	44	38	60	3420	13,2	10	22	M 14 × 40	20
180 × 235	44	38	60	4150	14	10,7	24	M 14 × 40	20
190 × 250	52	46	68	4750	12,2	9,3	28	M 14 × 45	20
200 × 260	52	46	68	5400	12,4	9,5	30	M 14 × 45	20
220 × 285	56	50	74	6700	11,6	9	26	M 16 × 50	29
240 × 305	56	50	74	8500	12,8	10	30	M 16 × 50	29
260 × 325	56	50	74	11000	13,8	11	34	M 16 × 50	29
280 × 355	66	60	86,5	12800	11,6	9,2	32	M 18 × 60	39
300 × 375	66	60	86,5	15000	11,8	9,5	34	M 18 × 60	39
320 × 405	78	72	100,5	17000	9,5	7,5	32	M 20 × 70	50
340 × 425	78	72	100,5	19000	9,7	7,8	34	M 20 × 70	50
360 × 455	90	84	116	20200	7,8	6,2	32	M 22 × 80	62
380 × 475	90	84	116	23600	8,3	6,7	34	M 22 × 80	62
400 × 495	90	84	116	27500	9,2	7,4	36	M 22 × 80	62
420 × 515	90	84	116	31000	8,8	7,2	40	M 22 × 80	62
440 × 545	102	96	130	38000	8,6	7	38	M 24 × 90	83
460 × 565	102	96	130	43500	9	7,3	40	M 24 × 90	83
480 × 585	102	96	130	48000	9,1	7,4	42	M 24 × 90	83
500 × 605	102	96	130	53000	9,7	8	44	M 24 × 90	83

Toleranzringe (Bild 341) sind aus Federbandstahl hergestellte, gewellte Spannelemente, die zwischen Welle und Nabe eingebaut werden. Sie werden angewendet für Preßsitze, zur Drehmomentübertragung, zum Ausgleich von Wärmedehnungen, Bearbeitungstoleranzen und Fluchtfehlern, sowie zur Aufnahme von Stoßkräften und deren Dämpfung. Mit ihnen werden Naben befestigt, für die sonst Passungen der Qualität IT5 · · · IT8 erforderlich wären. Durch ihre radiale Federungsmöglichkeit vermögen sie verhältnismäßig große

Durchmesserunterschiede auszugleichen (Toleranzen IT10 · · · IT12 zulässig!). Zum leichten Einführen bei der Montage laufen die Ringwellen zu einer schmalen, glatten Stirnfläche aus. Wenn eine Zentrierung der Bauteile zueinander erforderlich ist, muß der Toleranzring in eine flache Ringnut der Welle oder der Nabe gesetzt werden (Bild 341).

Die einzelnen Ringwellen sind als Federn aufzufassen. Bei ihrer Höhenverminderung durch den Einbau bleibt die Teilung der Ringwellen erhalten; es ändert sich lediglich das Wellenprofil. Nach Bild 342 beträgt der *Federweg*

$$f = \frac{d + 2h - D}{2} \text{ [mm]}. \tag{180}$$

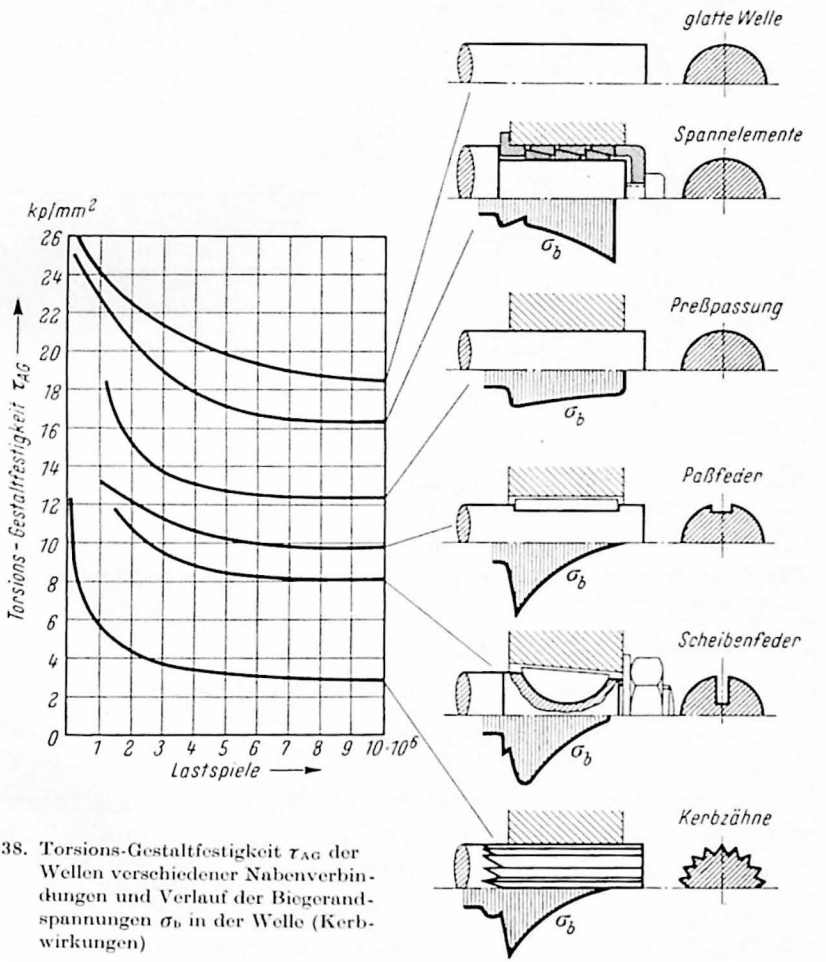


Bild 338. Torsions-Gestaltfestigkeit τ_{AG} der Wellen verschiedener Nabenverbindungen und Verlauf der Biegerandspannungen σ_b in der Welle (Kerbwirkungen)

Jede Ringwelle übt auf die Bauteile eine Radialkraft $P_r = cf$ aus (c Federsteife in kp/mm = Kraft je mm Federweg), die in Umfangsrichtung einen Reibungswiderstand $P_r \nu_{ru}$ erzeugt (ν_{ru} Haftbeiwert $\approx 0{,}07$ auf Stahlwelle). Die *Rutschkraft* beträgt daher (siehe hierzu 2.6.2)

$$P_{ru} = z\, P_r\, \nu_{ru} \text{ [kp]}, \tag{181}$$

z Anzahl der Ringwellen (für $d = 40 \cdots 100$ mm ist $z = 24 \cdots 41$).

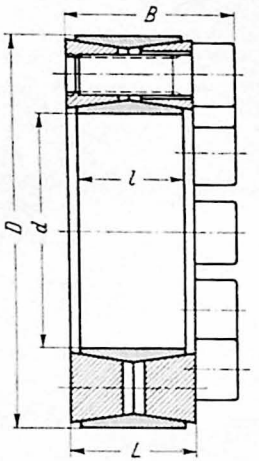


Bild 339. Ringfeder-Spannsatz (*Ringfeder GmbH, Krefeld*)

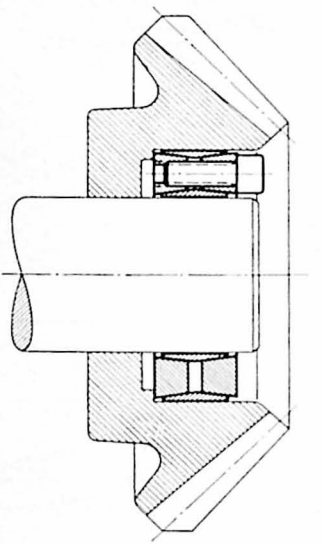


Bild 340. Mit einem Ringfeder-Spannsatz befestigtes Kegelrad

Die *Federsteife*, die für $D = 52 \cdots 180$ mm $c = 660 \cdots 550$ kp/mm beträgt, ist zu errechnen aus

$$c = 6\, E \left(\frac{s}{t}\right)^3 b \text{ [kp/mm]}, \tag{182}$$

E	[kp/mm²]	Elastizitätsmodul ≈ 21000 kp/mm² für Federstahl,
s	[mm]	Blechdicke des Ringes,
t	[mm]	Teilung der Ringwellen,
b	[mm]	Tragbreite der Ringwellen.

Die mittlere Flächenpressung zwischen den Bauteilen und dem Toleranzring kann angenähert bestimmt werden aus

$$p_a = p_i = \frac{P_r}{F} \approx \frac{P_r}{2\, b\, s} \text{ [kp/mm²]}, \tag{183}$$

wenn F [mm²] die gedrückte Fläche einer durch die Beanspruchung abgeplatteten Ringwelle bedeutet (theoretisch Linienberührung!).

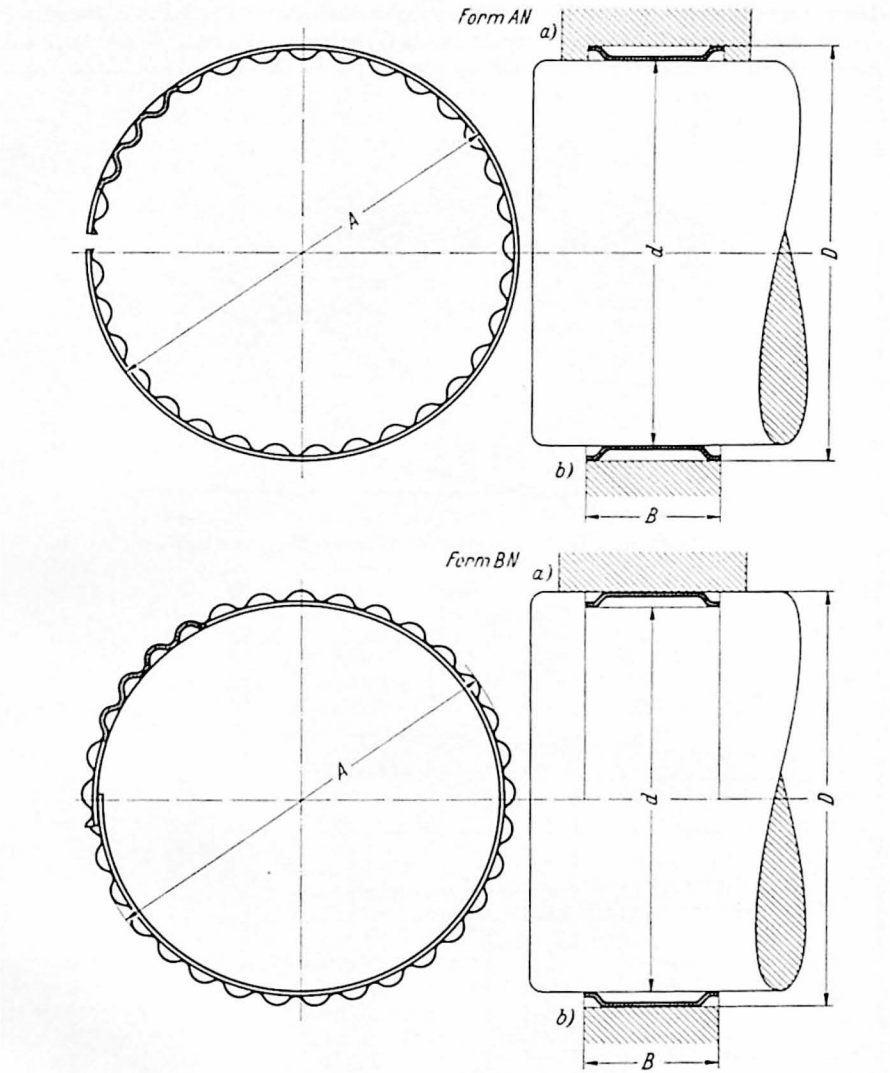


Bild 341. Toleranzringe (*Deutsche Star-Kugelhalter GmbH, Schweinfurt*) Form AN zum Einschieben der Welle (Stirnrand außen), Form BN zum Überschieben der Nabe (Stirnrand innen)

a) zentrierter Einbau, b) freier Einbau

In den Tafeln 94 und 95 sind die Abmessungen der Toleranzringe angegeben, deren Grenztragmomente M_G und die höchstzulässigen Radialbelastungen P durch die Naben. Rutschsicherheit nach Gleichung 179 mit $M_T = M_G$. Ein Anwendungsbeispiel für Toleranzringe zeigt Bild 343.

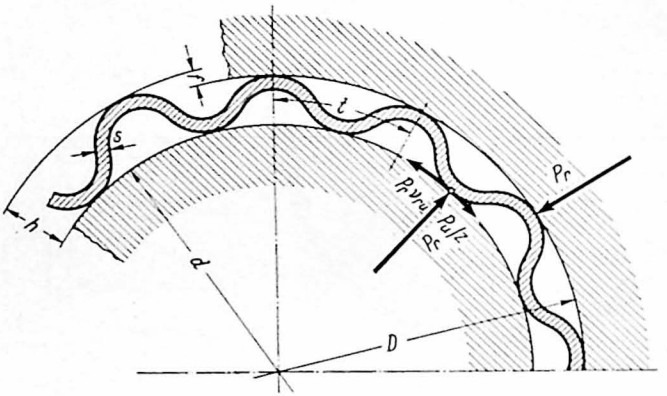


Bild 342. Kraft- und Verformungsverhältnisse am Toleranzring

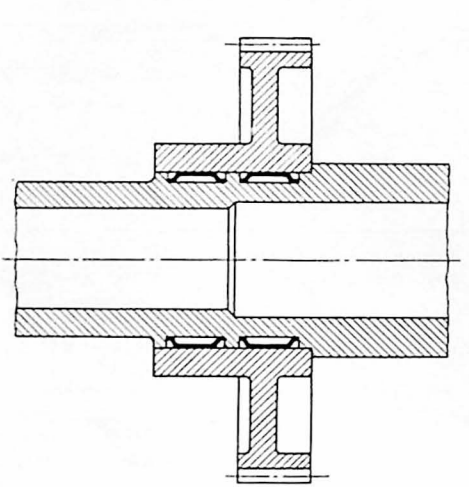


Bild 343. Mit zwei Toleranzringen auf der Hauptspindel einer Drehmaschine befestigtes Zahnrad

Ringfeder-Sternscheiben (Bild 344) sind flachkegelige Ringscheiben aus gehärtetem Federstahl, mit denen ebenfalls spielfreie und dauerhaltbare Mitnehmerverbindungen hergestellt werden können. Die Sternscheiben sind abwechselnd vom Außen- und Innenrand her radial geschlitzt und dadurch außerordentlich elastisch. In Tafel 96 sind ihre Abmessungen, das Grenz-

Tafel 94. Technische Daten von Toleranzringen der Form AN (nach *Deutsche Star-Kugelhalter Gmbh, Schweinfurt*)

A[1]) [mm]	B [mm]	D [mm]	M_G [kpcm]	P [kp]
10	4···12	12,23···12,30	10···40	100···270
12	4···12	13,23···13,30	15···55	120···310
14	8···14	15,23···15,30	55···80	200···460
15	8···14	16,23···16,30	65···100	220···480
16	5···20	17,23···17,30	40···170	100···790
18	6···16	19,73···19,80	65···180	190···800
19	6···16	20,67···20,75	70···210	190···850
20	12···20	21,67···21,75	180···310	610···1200
22	7···20	23,67···23,75	160···350	300···1400
24	16···20	25,67···25,75	320···450	1100···1500
25	10···20	26,67···26,75	240···470	620···1500
26	12···20	27,67···27,75	300···500	700···1600
28	10···30	29,67···29,75	300···860	720···2600
30	12···30	31,67···31,75	450···970	1000···2700
32	8···14	33,67···33,75	330···550	300···680
35	10···30	36,67···36,75	440···1400	480···1500
40	10···40	41,67···41,75	600···2500	540···2700
42	12···30	43,67···43,75	750···2100	750···2200
45	12···40	46,67···46,75	900···3300	1100···3100
47	8···40	48,67···48,75	700···4000	450···3200
50	15···48	52,03···52,15	1500···5000	1100···4000
52	8···48	54,03···54,15	900···5500	500···4200
55	15···48	57,03···57,15	2100···5800	1400···4500
60	15···48	62,03···62,15	2700···8000	1500···4500
62	9···48	64,03···64,15	1900···9000	710···4800
65	25···63	67,03···67,15	5200···12000	2600···6600
70	15···63	72,03···72,15	4000···14000	1600···7300
72	10···63	74,03···74,15	2300···15500	950···7500
75	20···63	77,03···77,15	6000···17000	2500···7700
80	10···63	82,03···82,15	2400···19000	1000···8300
85	19···72	87,42···87,56	7000···25000	2800···10500
90	15···32	92,42···92,56	5600···12500	2200···5000
95	19	97,42···97,56	9600	3000
100	15···39	102,42···102,56	9500···19000	2500···6700
110	15···32	112,42···112,56	11500···19500	2800···5900
120	19···32	122,42···122,56	13000···23000	3600···6300
125	22	128,32···128,48	13000	4000
130	22···33	133,32···133,48	14000···20000	4560···6500
140	24···33	143,32···143,48	18000···24000	5100···6800
145	24	148,32···148,48	19500	5300
150	33···42	153,32···153,48	28000···34000	7600···9200
160	24···42	163,32···163,48	24000···40000	6000···9000
170	24	173,32···173,48	26000	7000
180	33	183,22···183,40	36000	7500
190	45	194,22···194,40	55000	12500
200	33···45	204,22···204,40	44000···61000	9400···18200

[1]) Das Maß A ist gleich dem Wellendurchmesser d, der mit der Passung h9 ausgeführt werden muß.

tragmoment M_G je Scheibe und die erforderliche Längsspannkraft P_a je Scheibe zu finden.

Bild 345 zeigt eine Sternscheiben-Verbindung. Die Scheiben besitzen gegenüber der Nabenbohrung ein Übermaß und werden unter Vorspannung eingesetzt. Zwischen den Sternscheiben und der Welle verbleibt aber ein Spiel, das beim Anziehen der Spannschraube verschwindet und in eine radiale Spannwirkung übergeht. Diese erzeugt die zur Drehmomentübertragung notwendige

Tafel 95. Technische Daten von Toleranzringen der Form BN (nach *Deutsche Star-Kugelhalter GmbH, Schweinfurt*)

A[1] [mm]	B [mm]	d [mm]	M_G [kpcm]	P [kp]
10	10···14	8,70···8,77	30···50	180···280
11	8···14	9,70···9,77	20···55	100···300
12	6···18	10,70···10,77	20···70	90···500
13	8···15	11,70···11,77	30···65	180···420
14	8···15	12,70···12,77	40···75	180···450
15	6···19	13,70···13,77	35···110	110···600
16	10···16	14,70···14,77	65···110	310···600
17	6···22	15,70···15,77	45···170	130···900
18	10···22	16,70···16,77	90···200	340···950
19	10···22	17,75···17,83	95···230	300···990
20	6···22	18,25···18,33	65···250	190···1250
22	12···22	20,25···20,33	180···330	600···1300
24	15···24	22,25···22,33	270···430	840···1600
25	8···25	23,25···23,33	140···500	400···1800
28	12···25	26,25···26,33	280···640	800···2000
30	8···30	28,25···28,33	270···880	490···2600
32	12···30	30,30···30,40	400···1000	920···2700
35	8···34	33,30···33,40	350···1400	320···1900
36	15···30	34,30···34,40	600···1300	750···1700
40	10···40	38,30···38,40	570···2000	520···2400
45	10···30	43,30···43,40	750···2100	650···2300
50	12···40	48,30···48,40	1100···3800	830···3200
55	14···29	52,85···52,97	1600···3400	1100···2500
60	22···28	57,85···57,97	3200···4200	2100···2700
65	23···37	62,85···62,97	6000···7300	2400···3800
75	31···63	72,85···72,97	7800···16000	3700···7400
80	39	77,85···77,97	11200	5100
85	22···41	82,44···82,58	8000···13000	3100···5100
90	24···43	87,44···87,58	8500···15500	3700···6400
105	36	102,44···102,58	18000	6300
110	38	107,44···107,58	21500	7000
120	28	117,44···117,58	23000	5600
125	58	121,52···121,68	40000	10500
140	22	136,52···136,68	12500	4400
180	46	176,52···176,68	60000	11800

[1]) Das Maß A ist gleich dem Bohrungsdurchmesser D, der mit der Passung H9 ausgeführt werden muß.

Tafel 96. Technische Daten von Ringfeder-Sternscheiben (nach *Ringfeder GmbH, Krefeld*)

d [mm]	D [mm]	s [mm]	M_G [kpcm]	P_a [kp]	d [mm]	D [mm]	s [mm]	M_G [kpcm]	P_a [kp]
3	14	0,5	0,45	6	28	52	1,15	183	262
4			1,4	14	30			220	294
5			2,4	19	32			257	322
6	18		2,8	19	35			314	362
7			4,3	25	38	62		350	370
8			6,1	31	40			400	400
9	22	0,65	9,6	43	42			450	430
10			12,6	51	45			530	470
11			16,2	59	48			580	485
12	27		20,1	67	50			645	520
13			24,4	75	55	67		880	640
14			29	83	60	80		980	660
15			34	91					
16	37	0,9	47,5	119	65	90		1200	740
17			56	132	70			1380	790
18			65	144	75	100		1630	860
20			83	166	80			1850	920
22	42		93	170	85	110		2100	990
24			115	192	90			2380	1060
25			127	204	100	120		3000	1200

Fugenpressung. Die Bohrungspassung muß H7, H8, H9, F7, F8 oder G7 sein, und die Wellenpassung h6···h9, k6···k8, f6···f8, n6, n7, m6, m7, j6, j7, g6 oder e6. Als Wellenwerkstoff ist St 60 oder St 70 zu verwenden.

Rutschsicherheit

$$S_R = \frac{z\, M_G}{M_t} \geqq 1{,}3 \cdots 1{,}8 \tag{184}$$

(kleine Werte bei stoßfreiem, große bei stoßhaftem Betrieb), wenn M_t [kpcm] das Betriebsdrehmoment bedeutet und z die Scheibenzahl (nicht mehr als 10 Scheiben anordnen!). Berechnung der Spannschraube mit $P_V = P_a z$ nach 3.1.3, Gleichung 120. Sind i Schrauben vorhanden, so ist $P_V = P_a z/i$. Wird P_a kleiner als der Tafelwert gewählt, so sinkt M_G auf M_T im gleichen Verhältnis.

Die *Spieth-Druckhülsen* (Bild 346) sind zylindrische Spannelemente aus federhartem Sonderstahl, die durch trapezförmige Innen- und Außenringrillen einen gewellten Längsschnitt besitzen, der sie außerordentlich elastisch macht. Wie die Ringfeder-Elemente verspannen die sie zu verbindenden Bauteile durch Aufwendung einen axialen Kraft (Schraubenkraft) radial

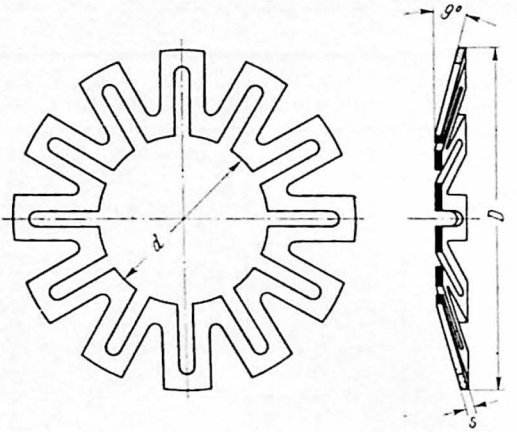


Bild 344. Ringfeder-Sternscheibe (*Ringfeder GmbH, Krefeld*)

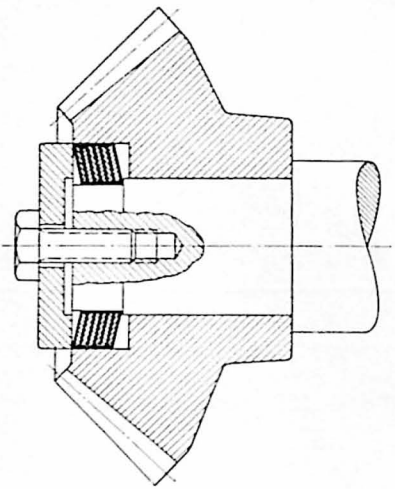


Bild 345. Mit Ringfeder-Sternscheiben befestigtes Kegelrad

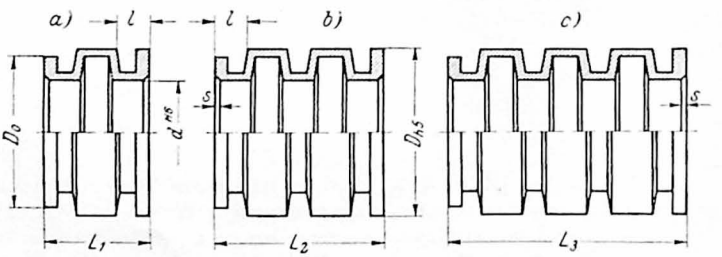


Bild 346. Spieth-Druckhülsen (*Rudolf Spieth, Eßlingen/N*)
a) eingliedrig, b) zweigliedrig, c) dreigliedrig

Tafel 97. Technische Daten von Spieth-Druckhülsen (nach *Rudolf Spieth, Eßlingen/N*)

d [mm]	D [mm]			L_1 [mm]	L_2 [mm]	L_3 [mm]	L_4 [mm]	l [mm]	s [mm]	D_9 [mm]	M_G[1] [kpm]	P_a[1] [kp]
8	12											
10	13	**16**		12	19			3	0,6	D–0,5	3,2	2400
12	15											
14	17	21										
15	18	**22**		16	26	36		4	0,6	D–0,5	4,8	3000
17	20	24										
18	22	28										
20	24	**30**	34	19	30	42	53	5	1	D–1	10	4000
22	26	30	36									
24	28	32	38									
25	30	**35**	40	19	30	42	53	5	1	D–1	15	5000
26	32	36	40									
28	34	40	42									
30	35	**40**	45	22	35	48	61	6	1,5	D–2	20	6000
32	38	45	48									
34	42	48	52									
35	45	**50**	55	23	37	51	65	6	1,5	D–2	32	7920
36	45	52	58									
38	48	52	58									
40	50	**55**	60	26	41	56	71	7	2	D–2	48	10560
42	52	58	62									
44	52	58	62									
45	55	**60**	65	29	46	63	80	8	2	D–3	60	11880
46	58	62	68									
48	58	65	70									
50	60	**70**	75	32	50	68	86	9	2,5	D–3	80	13200
52	62	75	80									
55	70	80	85									
60	75	**85**	90	35	56	77	98	9	2,5	D–3	120	18100
65	80	90	95									
70	90	95	105									
75	95	**100**	110	38	62	86	110	9	3	D–3	200	24000
80	100	105	115									
85	105	110	120									
90	110	**115**	125	38	62	86	110	9	3	D–4	360	32200
95	115	120	130									
100	125	130	140									
105	130	**135**	145	42	69	96	118	10	3	D–4	440	35800
110	135	140	150									
115	140	150	160									
120	145	**155**	165	44	71	98	125	11	3	D–4	640	45200
125	150	160	170									
130	160	170	180									
140	170	**180**	190	46	75	104	133	11	3	D–4	880	52800
150	180	190	200									

[1]) M_G und P_a gelten für eingliedrige Hülsen mit den fettgedruckten Abmessungen. Für zweigliedrige sind beide Werte mit 1.8, für dreigliedrige mit 2.3, und für viergliedrige mit 2,6 zu multiplizieren.

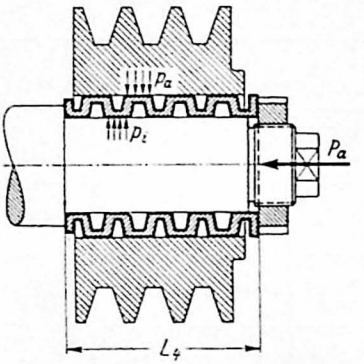


Bild 347. Mit einer viergliedrigen Spieth-Druckhülse auf der Welle befestigte Keilriemenscheibe

(Bild 347). Die Druckhülsen werden unter geringem Spiel eingesetzt, das beim Anziehen verschwindet und in eine radiale Spannwirkung übergeht. Die Nabenbohrung ist mit H7, die Welle mit h6 zu tolerieren. Abmessungen der Hülsen, ihre Grenztragmomente M_G für Fugenpressungen $p_a \approx p_i = 20$ kp/mm² und die hierzu erforderlichen Axialkräfte P_a siehe Tafel 97. Für Graugußnaben empfiehlt sich eine Begrenzung des Tragmomentes auf $M_T = 0{,}5 M_G$ (P_a dann ebenfalls rund 0,5-facher Tafelwert). Rutschsicherheit nach Gleichung 179.

3.3.8 Stirnverzahnte Naben

Zur formschlüssigen, axialen Verbindung von zwei Naben, über die ein Drehmoment geleitet wird, hat sich die *Stirnverzahnung* (auch *Plankerbverzahnung* oder nach der Herstellerfirma *Hirth-Verzahnung* genannt) bewährt. Ihr Vorteil liegt im geringen Platzbedarf. Die Naben erhalten stirnseitig radial laufende Zähne mit einem dreieckförmigen Profil (Bild 348). Da die Zahndicke nach innen linear mit dem Durchmesser abnehmen muß, zentriert die Stirnverzahnung die Naben. Bild 349 zeigt drei unter axialer Vorspannung (Schraubenkraft) stehende, stirnverzahnte Zahnradnaben, und Bild 350 eine mittels Stirnverzahnung gebaute Kurbelwelle, in der die axiale Vorspannung von einer Schaftschraube mit verschiedengängigen Enden erzeugt wird. Auch elektromagnetisch schaltbare Wellenkupplungen (Elektromagnet-Zahnkupplungen) werden mit Stirnverzahnung versehen (Bild 351). Sie vermögen ein weit höheres Drehmoment zu übertragen als gleichgroße Reibungskupplungen.

In den Bildern 352 und 353 ist die übliche Verzahnung mit einem *Flankenwinkel* $\beta = 30°$ dargestellt. Nach Festlegung des Nabenaußendurchmessers D und der Zähnezahl z errechnet sich die *Sehnenteilung* zu

$$t = D \sin\tau \text{ [mm]}, \tag{185}$$

wenn $\tau = 180/z$ [°] den halben Teilungswinkel darstellt.

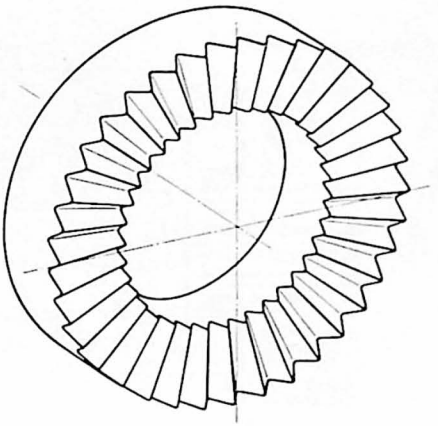


Bild 348. Stirnverzahnte Nabe

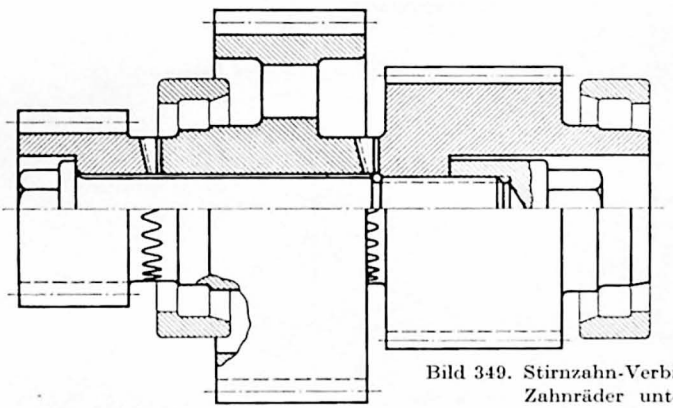


Bild 349. Stirnzahn-Verbindung dreier Zahnräder unter axialer Verspannung durch eine Schraube

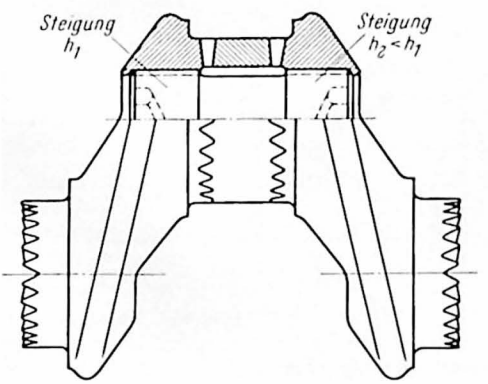


Bild 350. Mit Stirnverzahnung gefügte Kurbelwelle

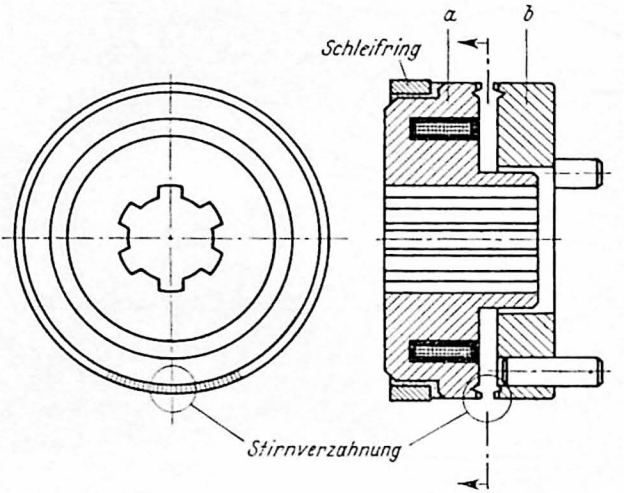


Bild 351. Elektromagnetische Zahnkupplung (*Richard Hofheinz u. Co.*)

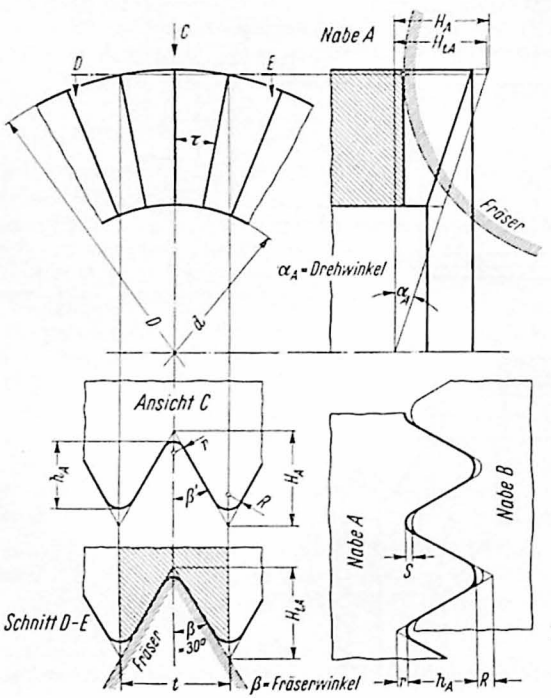


Bild 352. Verzahnung der Nabe A mit gerade gefrästen Zähnen

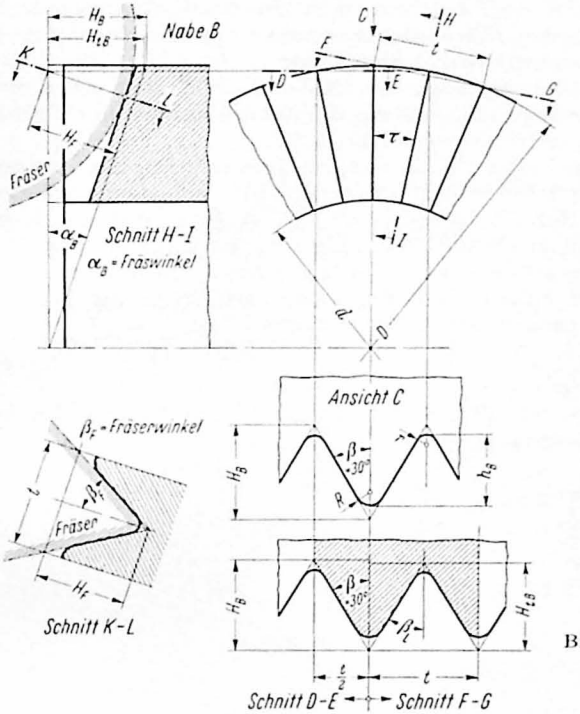


Bild 353. Verzahnung der Nabe B mit schräg gefrästen Zähnen

Die Höhe der spitz gedachten Zähne beträgt am Außenumfang der jeweiligen Nabe A oder B

$$H_A = \frac{D}{2}\,\frac{\tan\tau}{\tan\beta}\ \text{[mm]}, \tag{186.1}$$

$$H_B = \frac{D}{2}\,\frac{\sin\tau}{\tan\beta}\ \text{[mm]}. \tag{186.2}$$

Im Sehnenschnitt der Naben ergeben sich folgende theoretische Zahnhöhen:

$$H_{tA} = \frac{D}{2}\,\frac{\sin\tau}{\tan\beta}\ \text{[mm]}, \tag{187.1}$$

$$H_{tB} = \frac{D}{2}\,\frac{\sin\tau}{\tan\beta}\cos\tau\ \text{[mm]}. \tag{187.2}$$

An den Nabenachsen wäre $H_A = H_B = 0$, so daß

$$\tan\alpha_A = \frac{2\,H_A}{D}, \tag{188.1}$$

$$\tan\alpha_B = \frac{2\,H_B}{D} \tag{188.2}$$

wird. α_A ist der *Drehwinkel*, weil die Stirn unter diesem Winkel vorgedreht werden muß, während α_B den *Fräswinkel* darstellt, unter dem der Fräser in der Nabenstirn seine Vorschubbewegung ausführt.
Da die Zahnflanken im Sehnenschnitt der Nabe A (Bild 352) unter dem Lückenwinkel $\beta = 30°$ geneigt sind, weisen die Schneidkanten des Fräsers ebenfalls diese Neigung auf (*Fräserwinkel* $\beta = 30°$).
Damit die Verzahnungen beider Naben spielfrei ineinander passen, müssen die Zähne der Nabe B im Sehnenschnitt die gleiche Flankenneigung erhalten wie die Lücken in der Nabe A, nämlich $\beta = 30°$. Dadurch ergibt sich im Sehnenschnitt der Zahnlücke (Bild 353) ein Lückenwinkel $\beta_L > \beta$. Da außerdem der Fräser eine Vorschubbewegung schräg zur Achse ausführt, muß der *Fräserwinkel* β_F, wie der Schnitt K-L zeigt, noch größer als der Lückenwinkel β_L sein. Aus den geometrischen Beziehungen folgt:

$$\tan\beta_F = \frac{\tan\beta}{\cos\tau \cos\alpha_B}. \tag{189}$$

Für beiderseits schräg gefräste Zähne (siehe Bild 355) sind die vorstehenden Ableitungen sinngemäß anzuwenden.

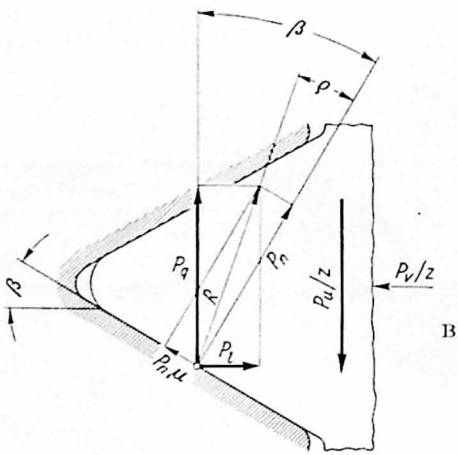


Bild 354. Kraftverhältnisse an einem drehmomentübertragenden Stirnzahn

Die Zahnköpfe werden mit dem Halbmesser R, die Zahnfüße mit r gerundet. Das Zahnspiel beträgt dann $S = R - r$, und die tatsächlichen Zahnhöhen $h_A = H_A - (R + r)$ und $h_B = H_B - (R + r)$. Üblich sind: $r = 0{,}3$ oder 0,6 oder 0,9 mm; jeweils $R \approx 2r$. Zähnezahlen: $z = 12, 24, 36, 48, 60, 72$ usw.
Wenn auf eine nicht vorgespannte Verbindung ($P_V = 0$) ein Drehmoment M_t wirkt, das mit der Umfangskraft P_u/z auf einen Zahn drückt, dann rastet die Verbindung aus, da der Reibungswinkel ϱ kleiner als der Flankenwinkel β ist, so daß eine den Zahn axial schiebende Längskomponente gebildet wird (Bild 354). Die Kraft P_u/z ruft an der gepreßten Flanke die Reaktionskraft P_n hervor, die den sich der Ausrastbewegung entgegensetzenden Reibungswiderstand P_n/μ erzeugt. P_n und P_n/μ bilden die Resultierende R,

die in eine Querkomponente $P_q = P_u/z$ und in eine Längskomponente P_l zerlegt wird. Um das Ausrasten zu verhindern, muß je Zahn eine Vorspannlängskraft P_V/z (Schraubenanzugskraft oder magnetische, hydraulische oder pneumatische Kraft) aufgebracht werden, die größer als die Längskomponente P_l ist. Daraus folgt die Bedingung

$$P_V > P_u \tan(\beta - \varrho) \approx 0{,}4\, P_u \text{ [kp]}, \tag{190}$$

P_V [kp] die gesamte Verbindung spannende Längskraft,
P_u [kp] Umfangskraft des Betriebsdrehmoments (am Schwerpunkt S der Zahnprojektion nach Bild 355 angreifend),
ϱ [°] Reibungswinkel $\approx 8°$.

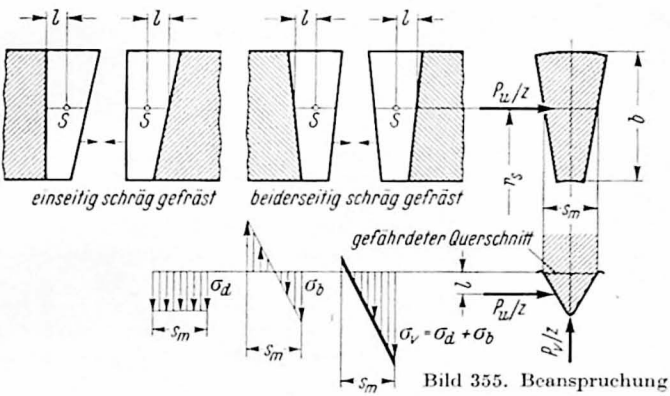


Bild 355. Beanspruchung eines Zahnfußes

Unter Vorspannung durch Schraubenkraft wählt man sicherheitshalber $P_V \approx 0{,}8 P_u$. Berechnung der Spannschrauben mit $P_{an} = P_V/i$, wenn i die Anzahl der Schrauben bedeutet, nach 3.1.3, Gleichung 120.
Die einen Zahn beanspruchende Umfangskraft P_u/z denkt man sich im Schwerpunkt der Zahnprojektion angreifend (Bild 355). Sie ruft im Zahnfuß mit dem Moment $P_u l/z$ die Biegespannung σ_b hervor. Die Vorspannkraft P_V/z beansprucht den Zahnfuß mit der Druckspannung σ_d. Beide addieren sich zur Vergleichsspannung σ_v:

$$\sigma_v = \frac{P_V}{z\,f} + \frac{P_u\, l}{z\, W} \leqq \text{zul}\sigma \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{191}$$

P_V [kp] Vorspannkraft,
P_u [kp] Umfangskraft $= M_t/r_s$,
l [mm] Krafthebelarm zum Zahnfluß,
W [mm³] Widerstandsmoment gegen Biegung $\approx b s_m^2/6$,
f [mm²] Zahnfußquerschnitt $\approx b s_m$.

Erfahrungsgemäß wird gesetzt: $\text{zul}\sigma \approx 0{,}4\sigma_S$ bei einseitigem Betrieb. Bei Drehrichtungswechsel beträgt der Spannungsausschlag $\sigma_a = \sigma_b/2$, die Mittelspannung $\sigma_m = \sigma_d$. In diesem Falle soll $\sigma_a \leqq 0{,}4\sigma_W$ sein (σ_W Wechselfestigkeit des Werkstoffs aus Bild 24) und $\sigma_v \leqq 0{,}4\sigma_S$.

3.4 Stift- und Bolzenverbindungen

3.4.1 Stifte

Stifte dienen zum Verbinden, Befestigen, Mitnehmen, Halten, Zentrieren, Fixieren, Sichern, Verschließen u. dgl. von Maschinenteilen. Ihrer Form nach unterscheidet man grundsätzlich zwischen *Zylinderstiften*, *Kegelstiften*, *Spannstiften* und *Kerbstiften*. Sie werden in eines der Bauteile oder in beide gemeinsam eingeschlagen und stellen daher vorgespannte formschlüssige Verbindungen her.

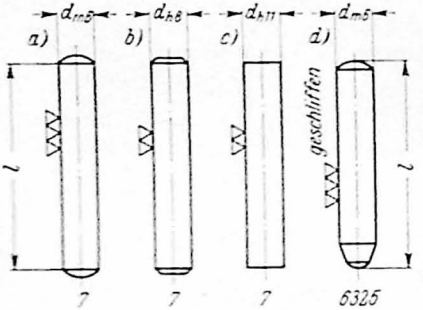


Bild 356. Zylinderstifte (die Zahlen geben die DIN-Nr. an)
a) Zylinderstift m6, b) Zylinderstift h8, c) Zylinderstift h11, d) gehärteter Zylinderstift m6

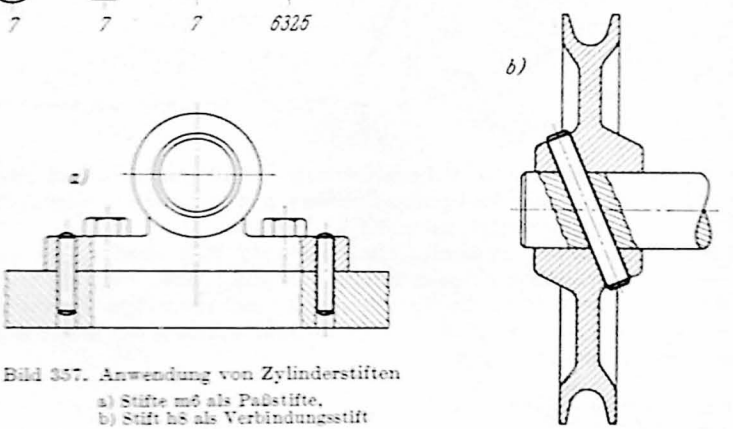


Bild 357. Anwendung von Zylinderstiften
a) Stifte m6 als Paßstifte,
b) Stift h8 als Verbindungsstift

1. *Zylinderstifte*. Zylinderstifte m6 (Bild 356a) werden vorwiegend als Paßstifte zur Lagenfixierung von Bauteilen benutzt. In dem einen Bauteil müssen sie mit Preßpassung, im anderen mit Gleitpassung sitzen, damit das letztere leicht vom ersten abgehoben werden kann (Bild 357a). Die Löcher müssen auf Paßmaß gerieben werden. Zylinderstifte h8 (Bild 356b) werden vorzugsweise als Verbindungs- oder Befestigungsstifte verwendet. Sie werden in die gemeinsam gebohrten und nachgeriebenen Löcher der Bauteile eingetrieben (Bild 357b). Zylinderstifte h11 (Bild 356c) kommen

als Gelenkstifte mit Spielpassung (z.B. D11/h11) in Betracht. Abmessungen der Zylinderstifte siehe Tafel 98.

2. *Kegelstifte.* Kegelstifte (Bild 358) fixieren die zu verbindenden Bauteile außerordentlich gut. Sie werden überall dort angewendet, wo es auf Präzision ankommt (z.B. im Werkzeugmaschinenbau). Da die kegeligen Löcher gemeinsam aufgerieben werden müssen, sind derartige Verbindungen verhältnismäßig teuer, und man vermeidet sie möglichst in der Serienfabrikation. Da die Kegelstifte nicht unbedingt rüttelfest sitzen, müssen sie bei Schwingbeanspruchung gesichert werden. Vorteilhaft ist ihre fast unbegrenzte Füge- und Lösemöglichkeit gegenüber Zylinderstiften. Bild 359

Tafel 98. Zu bevorzugende Abmessungen in mm der Zylinderstifte nach DIN 7

d	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4
l	2···8	3···12	3···14	3···16	4···20	4···24	4···32	5···40
d	5	6	8	10	12	14		
l	5···50	6···60	8···80	10···100	101···20	14···160		
d	16	20	25	30	40	50		
l	16···180	20···200	24···200	32···200	40···200	50···200		

Werkstoff: St 50 K oder 9 S 20 K, wenn nicht der Werkstoff besonders vorgeschrieben wird.

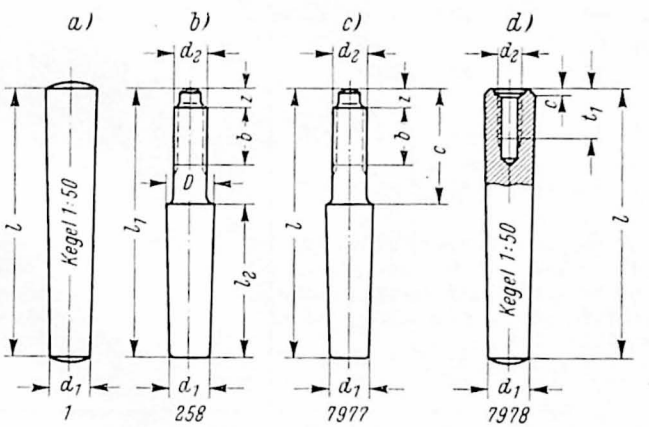


Bild 358. Kegelstifte (die Zahlen geben die DIN-Nr. an)
a) Kegelstift, b) Kegelstift mit Gewindezapfen (Maß l_2 konstant), c) Kegelstift mit Gewindezapfen (Maß c konstant), d) Kegelstift mit Innengewinde

Tafel 99. Zu bevorzugende Abmessungen in mm der Kegelstifte

d_1 h10	DIN 1 l	DIN 258 D	d_2	l_1	l_2	b	z
0,6	4···10						
0,8	6···14						
1	8···18						
1,5	10···26						
2	12···36						
3	14···50						
4	16···60						
5	20···70	5,5	M5	40···50	25	12	2,6
6	24···100	6,6	M6	45···60	30	15	2,7
8	28···120	8,8	M8	55···75	40	18	3,5
10	32···140	10,9	M10	65···100	45	20	4
12	36···165	13,1	M12	85···140	55	22	4,75
14	36···165	15,3	M12	85···140	65	22	4,75
16	40···230	17,44	M16	100···160	72	28	6,25
20	50···230	21,7	M16	120···190	85	28	6,25
25	55···260	27	M20	140···250	100	32	6,5
30	60···260	32,2	M24	160···280	110	38	8
40	70···260	42,6	M30	190···320	130	45	12
50	80···260	53	M36	220···360	150	55	14

d_1 h10	DIN 7977 d_2	l	c	b	z	DIN 7978 d_2	t_1	c	l
5	M5	40···50	16	12	2,6				
6	M6	50···60	19	15	2,7	M4	6	0,9	24···50
						M5	8		55···100
8	M8	60···75	23,5	18	3,5	M5	8	1,2	28···50
						M6	10		55···120
10	M10	75···100	26,5	20	4	M6	10	1,5	32···60
						M8	12		70···140
12	M12	85···140	30	22	4,75	M8	12	2	36···70
						M10	16		80···165
14	M12	85···140	30	22	4,75	M8	12	2	36···70
						M10	16		80···165
16	M16	100···160	37	28	6,25	M10	16	2,5	40···80
						M12	20		90···230
20	M16	120···190	37	28	6,25	M12	20	3	50···230
25	M20	140···250	42,5	32	6,5	M16	25	4	55···260
30	M24	160···280	50,5	38	8	M20	32	4,5	60···260
40	M30	190···360	62	45	12	M24	36	6	70···260
50	M36	220···360	75	55	14	M24	36	7,5	80···260

Werkstoff: St 50 K oder 9 S 20 K, wenn nicht der Werkstoff besonders vorgeschrieben wird.

zeigt die Befestigung eines Kegelrades mit einem Kegelstift. Der Stift fixiert gleichzeitig die Längslage des Rades genau. Kegelstifte mit Gewindezapfen (Bilder 358b und c) eignen sich für Sacklöcher, aus denen sie mit einer Abdrückmutter gezogen werden können. In ähnlicher Weise lassen sich die Kegelstifte mit Innengewinde (Bild 358d) mittels einer Abdrückschraube lösen. Abmessungen der Kegelstifte nach Tafel 99.

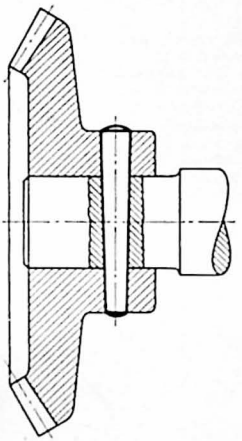


Bild 359. Kegelstift als Befestigungsstift

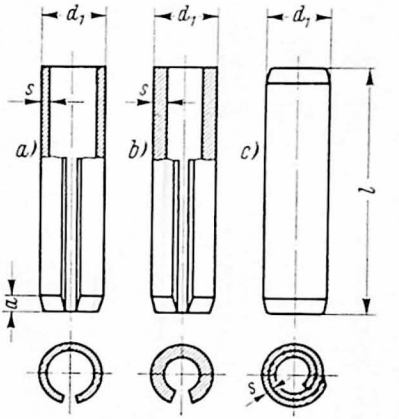


Bild 360. Spannstifte
a) Spannhülse leicht DIN 7346,
b) Spannhülse schwer DIN 1481,
c) Spiralstift

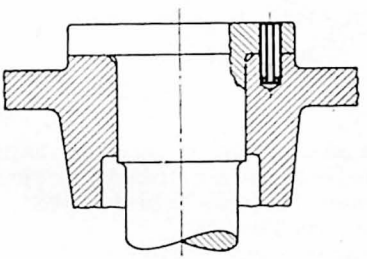


Bild 361. Spannstift als Sicherungsstift

3. *Spannstifte.* Die Spannhülsen (Bilder 360a und b) bestehen aus rund gebogenem Federstahlblech. Sie dienen als Sicherungsstifte (Bild 361) oder Paßstifte sowie zur Aufnahme von Querkräften (siehe 3.1.9, Bild 281b). Ihr Durchmesser ist größer als der der Löcher (einfaches Bohren der Löcher genügt). Beim Eintreiben mit ihrem kegeligen Ende verformen sie sich elastisch und schmiegen sich preßsatt an die Lochwände. Die Spannhülsen nach DIN 1481 (schwer) und 7346 (leicht) unterscheiden sich lediglich durch ihre Wanddicke. In neuerer Zeit haben sich auch Spiralstifte durchgesetzt (Bild 360c), mit denen man vorteilhaft andere Stifte ersetzen kann. In ihrer Funktion entsprechen sie den Spannstiften. Da sie nach einer

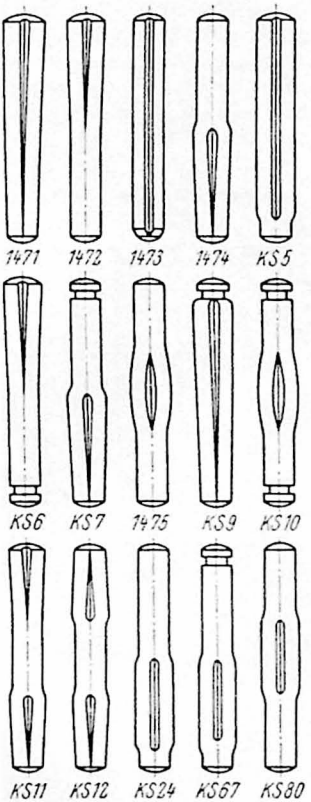


Bild 362. Kerbstifte (die Zahlen geben die DIN-Nr. an; die Stifte KS 5...KS 80 sind handelsübliche Ausführungen der *Kerb-Konus-Gesellschaft*)
DIN 1471 Kegelkerbstift,
DIN 1472 Paßkerbstift,
DIN 1473 Zylinderkerbstift,
DIN 1474 Steckkerbstift,
KS 5 Zylinderkerbstift,
KS 6 Paßkerbstift mit Hals,
KS 7 Steckkerbstift mit Hals,
DIN 1475 Knebelkerbstift,
KS 9 Kegelkerbstift mit Hals,
KS 10 Knebelkerbstift mit zwei Hälsen,
KS 11 Doppelkerbstift,
KS 12 Doppelkerbstift,
KS 24 Paßkerbstift,
KS 67 Paßkerbstift mit Hals,
KS 80 Knebelkerbstift

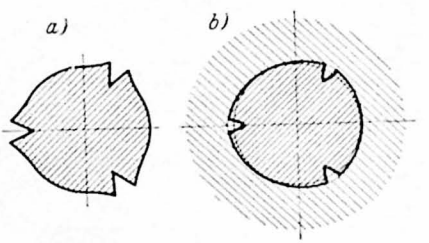


Bild 363. Querschnitt eines Kerbstiftes
a) vor dem Einschlagen,
b) nach dem Einschlagen

Archimedischen Spirale gewickelt sind, erzeugen sie einen fast gleichmäßigen Lochleibungsdruck, der sie besonders zur Aufnahme dynamischer Kräfte geeignet macht. Hinzu kommt ihre große Scherfestigkeit. Abmessungen der Spann- und Spiralstifte nach Tafel 100.

4. *Kerbstifte.* Kerbstifte (Bild 362) besitzen drei eingepreßte Längskerben, deren überstehende Wulste sich beim Einschlagen mit hohem Druck gegen die Lochwand legen und das Loch elastisch aufweiten (Bild 363). Sie ersparen das teure Einpassen gegenüber Zylinder- und Kegelstiften, da gebohrte, nicht nachgearbeitete Löcher genügen. Sie lassen ein etwa 25maliges Ein- und Austreiben zu und sorgen für einen rüttelsicheren Sitz. Die Kerben rufen jedoch Spannungsspitzen hervor (hohe Kerbwirkungen), durch die die Kerbstifte nicht so haltbar sind wie glatte Stifte, wie Bild 364 im Vergleich veranschaulicht. Kerbstifte mit Hals sind zum Einhängen von Federn, Aufschieben von Sicherungsringen oder -scheiben oder zum Herausziehen aus Sacklöchern gedacht. Zum Einschlagen wird jeder Stift mit dem Ende eingeführt, an dem die Kerben auslaufen (siehe

Tafel 100. Abmessungen in mm der Spannhülsen (nach DIN) und der Spiralstifte (nach *William Prym-Werke KG, Stolberg/Rhld.*)

Bohrloch	Spannhülsen schwer DIN 1481					Spannhülsen leicht DIN 7346				
d H12	d_1	s	a	Schrb.[1])	l	d_1	s	a	Schrb.[1])	l
1	1,2	0,2	0,15	—	4···20					
1,5	1,7	0,3	0,25	—	4···20					
2	2,3	0,4	0,35	—	4···30	2,3	0,2	0,35	—	4···30
2,5	2,8	0,5	0,45	—	4···30	2,8	0,25	0,45	—	4···30
3	3,3	0,6	0,5	—	4···40	3,3	0,3	0,5	—	4···40
3,5	3,8	0,75	0,6	—	4···40	3,8	0,35	0,6	—	4···40
4	4,4	0,8	0,7	—	4···50	4,4	0,5	0,7	—	4···50
4,5	4,9	1	0,8	—	5···50	4,8	0,5	0,8	M 3	4···50
5	5,4	1	1,6	—	5···80	5,4	0,5	1,6	—	5···80
6	6,4	1,25	1,6	M 3	10···100	6,4	0,75	1,6	M 4	10···100
7						7,5	0,75	1,6	M 5	10···100
8	8,5	1,5	2	M 4	10···120	8,5	0,75	2	M 6	10···120
10	10,5	2	2	M 5	10···160	10,5	1	2	—	10···160
11						11,5	1	2	M 8	10···160
12	12,5	2,5	2	M 6	10···180	12,5	1	2	—	10···180
13	13,5	2,5	2	—	10···180	13,5	1,25	2	M 10	10···180
14	14,5	3	2	—	10···200	14,5	1,5	2	—	10···180
16	16,5	3	2	M 8	10···200	16,5	1,5	2	M 12	10···200
18	18,5	3,5	2	M 10	10···200	18,5	1,75	2	M 14	10···200
20	20,5	4	3	—	10···200	20,5	2	2	—	10···200
21	21,5	4	3	M 12	14···200	21,5	2	2	M 16	14···200
23						23,5	2	3	M 18	14···200
25	25,5	5	3	M 14	14···200	25,5	2	3	M 20	14···200
28	28,5	5,5	3	M 16	14···200	28,5	2,5	3	M 22	14···200
30	30,5	6	3	—	14···200	30,5	2,5	3	M 24	14···200
32	32,5	6	3	M 18	20···200					
35	35,5	7	3	M 20	20···200	35,5	3,5	3	M 27	20···200
38	38,5	7,5	4	M 22	20···200					
40	40,5	7,5	4	M 24	20···200	40,5	4	4	M 30	20···200
45	45,5	8,5	4	M 27	20···200	45,5	4	4	M 36	20···200
50	50,5	9,5	4	M 30	20···200	50,5	5	4	M 39	20···200

[1]) Die Angabe bezieht sich auf die passende Durchgangsschraube.

Werkstoff: Federstahl 55 Si 7, vergütet auf $HV = 442 \ldots 512\,\mathrm{kp/mm^2}$ (entsprechend 140···180 kp/mm² Zugfestigkeit)

Bohrloch	Spiralstifte schwer			Spiralstifte leicht		
d H12	d_1	s	l	d_1	s	l
0,8				0,9	0,07	4···10
1				1,15	0,08	4···12
1,2				1,4	0,1	4···14
1,5	1,68	0,17	4···16	1,72	0,13	4···16
2	2,2	0,22	6···20	2,25	0,17	4···20
2,5	2,7	0,28	6···24	2,8	0,21	4···24
3	3,25	0,33	8···32	3,3	0,25	8···32
4	4,25	0,45	10···40	4,4	0,33	10···40
5	5,3	0,56	12···50	5,5	0,42	12···50
6	6,4	0,67	14···50	6,5	0,5	14···50
6,5				7	0,54	14···50
8	8,7	0,9	16···50	8,7	0,67	16···120
10	10,8	1,1	20···50	10,8	0,84	20···160
12	12,85	1,33	24···50	12,85	1	24···180
13	13,9	1,45	28···50	13,9	1,1	28···180

Werkstoff: Federstahl DIN 17222, Messing oder Chromnickelstahl. Der Federstahl hat die Härte $HV = 390 \ldots 560\,\mathrm{kp/mm^2}$.

Bild 362). *Kerbnägel* sind zum Befestigen von Schildern, Blechen, Scharnieren, Vorreibern u. dgl. auf Metallteilen vorgesehen. Beispiele von Kerbstift- und Kerbnagel-Verbindungen zeigt Bild 365. Abmessungen der Stifte siehe Tafel 101.

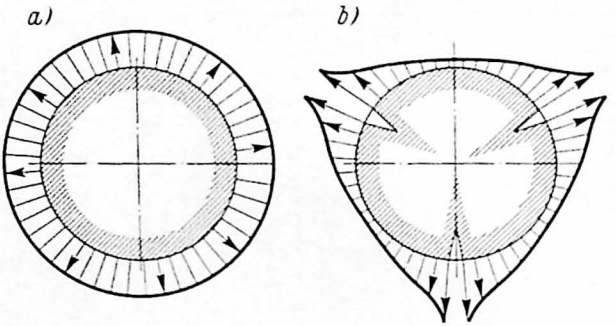


Bild 364. Verteilung der Vorspannpressung in Stiftverbindungen
a) mit Zylinderstift, b) mit Kerbstift

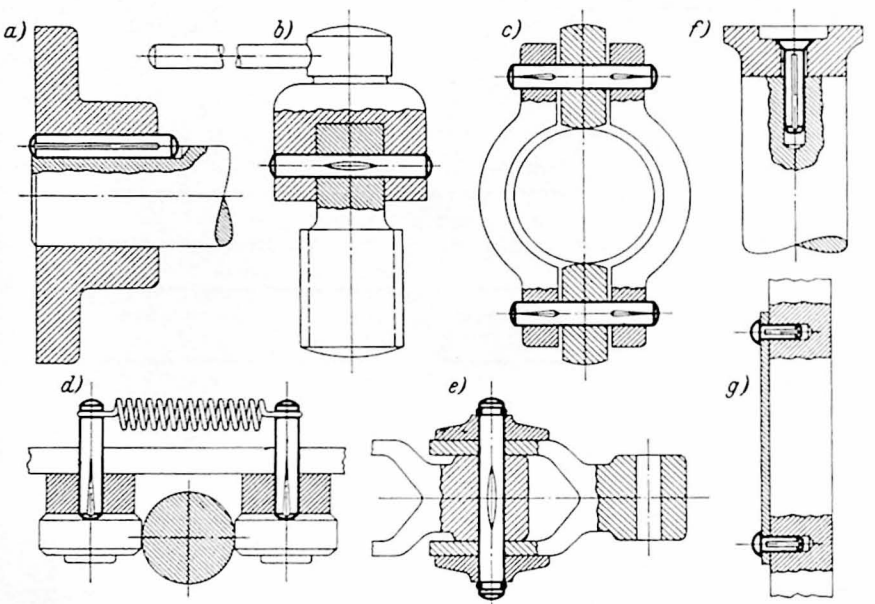


Bild 365. Anwendung von Kerbstiften und -nägeln
a) Zylinderkerbstift KS 5 als Rundkeil, b) Knebelkerbstift DIN 1475 an einer Verschlußschraube, c) Doppelkerbstifte KS 12 als Achsstifte von Rollen, d) Paßkerbstifte mit Hals KS 6 als Haltestifte einer Feder, e) Knebelkerbstift mit zwei Hälsen KS 10 als Gelenkstift in einem Kettenglied, f) Senkkerbnagel DIN 1477 als Befestigungsstift für einen Griffknopf, g) Halbrundkerbnagel DIN 1476 als Befestigungsstift für ein Schild

Tafel 101. Zu bevorzugende Abmessungen in mm der Kerbstifte (nach DIN und *Kerb-Konus-Gesellschaft, Schnaittenbach*)

d	DIN 1471 $l_k = l$	DIN 1472 $l_k = 0{,}5l$	DIN 1473 $l_k = l$	DIN 1474 $l_k = 0{,}5l$	DIN 1475 $l_k = l/3$	KS 5 $l_k = l - u$
1,5	4 ··· 20	6 ··· 20	4 ··· 20	6 ··· 20	8 ··· 20	10 ··· 20
2	5 ··· 30	6 ··· 30	4 ··· 30	6 ··· 30	12 ··· 30	10 ··· 30
2,5	6 ··· 30	6 ··· 30	6 ··· 30	8 ··· 30	12 ··· 30	10 ··· 30
3	6 ··· 40	6 ··· 40	6 ··· 40	8 ··· 40	12 ··· 40	10 ··· 40
4	8 ··· 60	10 ··· 60	6 ··· 60	10 ··· 60	18 ··· 60	10 ··· 60
5	8 ··· 60	10 ··· 60	8 ··· 60	10 ··· 60	18 ··· 60	14 ··· 60
6	10 ··· 80	10 ··· 80	10 ··· 80	12 ··· 80	24 ··· 70	14 ··· 80
8	12 ··· 100	14 ··· 100	12 ··· 100	16 ··· 100	26 ··· 100	14 ··· 100
10	14 ··· 120	16 ··· 160	14 ··· 120	20 ··· 160	36 ··· 160	16 ··· 110
12	16 ··· 120	18 ··· 160	12 ··· 120	30 ··· 180	40 ··· 180	
13	20 ··· 120	20 ··· 160	20 ··· 120	30 ··· 180	45 ··· 180	20 ··· 110
14	22 ··· 120	24 ··· 160	22 ··· 120	30 ··· 180	45 ··· 180	
16	26 ··· 120	30 ··· 160	26 ··· 120	30 ··· 180	45 ··· 180	26 ··· 110
18						30 ··· 110
20	30 ··· 120	30 ··· 160	30 ··· 120	30 ··· 180	45 ··· 180	30 ··· 110
22						30 ··· 110
25	30 ··· 120	30 ··· 160	30 ··· 110	30 ··· 180	45 ··· 180	30 ··· 110

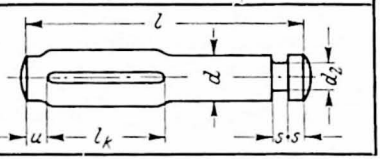
d	KS 6 $l_k = 0{,}5l$	KS 7 $l_k = 0{,}5l$	KS 9 $l_k = l - 2s$	KS 10 $l_k = l/3$	KS 11 $l_k = l/3$	KS 12 $l_k = l/3$
1,5				8 ··· 20		
2	6 ··· 30	6 ··· 30	8 ··· 30	12 ··· 30	12 ··· 30	12 ··· 30
2,5	6 ··· 30	8 ··· 30	10 ··· 30	12 ··· 30	14 ··· 30	14 ··· 30
3	6 ··· 40	8 ··· 40	10 ··· 40	12 ··· 40	14 ··· 40	14 ··· 40
4	10 ··· 60	10 ··· 50	12 ··· 60	18 ··· 60	18 ··· 60	18 ··· 60
5	10 ··· 60	10 ··· 60	12 ··· 60	18 ··· 60	18 ··· 60	18 ··· 60
6	10 ··· 80	12 ··· 60	14 ··· 80	24 ··· 80	24 ··· 80	24 ··· 80
8	14 ··· 100	16 ··· 100	16 ··· 100	26 ··· 100	30 ··· 100	30 ··· 100
10	16 ··· 160	20 ··· 160	20 ··· 130	36 ··· 150	36 ··· 160	36 ··· 160
13	20 ··· 180	30 ··· 180	26 ··· 130	45 ··· 180	45 ··· 180	45 ··· 180
16	30 ··· 180	30 ··· 180	32 ··· 130	45 ··· 180	45 ··· 180	45 ··· 180
18	30 ··· 180	30 ··· 180	32 ··· 130	45 ··· 180	45 ··· 180	45 ··· 180
20	30 ··· 180	30 ··· 180	32 ··· 130	45 ··· 180	45 ··· 180	45 ··· 180
22	30 ··· 180	30 ··· 180	32 ··· 120	45 ··· 180	45 ··· 160	45 ··· 180
25	30 ··· 180	30 ··· 180	32 ··· 120	45 ··· 180	45 ··· 160	45 ··· 180

d	KS 24 $l_k = l/2 - u$	KS 67 $l_k = l/2 - u$	KS 80 $l_k = l/3$	d_2	s	u
1,5	6 ··· 20		8 ··· 20			0,7
2	6 ··· 30	6 ··· 30	12 ··· 30	1	0,8	0,7
2,5	6 ··· 30	6 ··· 30	12 ··· 30	1,2	0,8	1
3	6 ··· 40	6 ··· 40	12 ··· 40	1,5	1	1
4	10 ··· 60	10 ··· 60	18 ··· 60	2,4	1,4	1,5
5	10 ··· 60	10 ··· 60	18 ··· 60	2,8	1,6	1,5
6	10 ··· 80	10 ··· 80	24 ··· 80	3,8	1,6	2
8	14 ··· 100	14 ··· 100	24 ··· 100	5	2	2
10	16 ··· 160	16 ··· 160	36 ··· 160	6,8	2,6	2,5
13	20 ··· 160	20 ··· 160	45 ··· 180	9	3	2,5
16	30 ··· 160	30 ··· 160	45 ··· 180	11	4	2,5
18	30 ··· 160	30 ··· 160	45 ··· 180	13	4,6	2,5
20	30 ··· 160	30 ··· 160	45 ··· 180	14	5	3
22	30 ··· 160	30 ··· 160	45 ··· 180	16	5,6	3
25	30 ··· 160	30 ··· 160	45 ··· 180	18	6	3

Werkstoff: 6 S, andere Werkstoffe nach Bestellung, z. B. 45 S 20 K, Ms 60 Pb

Bohrlöcher: bis d = 3 mm H 9,
über d = 3 mm H 11

Die Werte unter der Stiftbezeichnung stellen die lieferbaren Längen l dar. l_k ist die Länge der Kerben.



Alle Stifte sollen aus einem härteren Werkstoff bestehen als die Bauteile, damit sie sich beim Einschlagen nicht verformen und beim Austreiben nicht anstauchen. Durch den Härteunterschied wird auch ein Festfressen im Loch vermieden.

3.4.2 Bolzen

Bolzen stellen Gelenkverbindungen her und sitzen mit Spielpassung in den Bauteilen. Genormte Bolzen mit und ohne Kopf, mit und ohne Splintlöcher gibt Bild 366 wieder, Beispiele von Bolzenverbindungen zeigt Bild 367. Die Bolzen müssen gegen Herausfallen gesichert werden, z.B. mit *Splinten* DIN 94 (Bild 367a), radial montierbaren *Sicherungsscheiben* (Bild 367b) oder axial montierbaren *Sicherungsringen* (Bild 367c). Zur Aufnahme der Sicherungsscheiben und -ringe erhalten die Bolzen Ringnuten. Wenn die Bolzen nicht überstehen dürfen, können auch Sicherungsringe in Bohrungsnuten gesetzt werden (Bild 368). Die Sicherungsscheiben und -ringe bestehen normalerweise aus hochwertigem Federstahl. Ihre Oberfläche ist brüniert (geschwärzt), phosphatiert (gebondert), verkadmet, verzinkt oder dgl. Für Sonderfälle sind sie auch in federharter Walzbronze SnBz 8 oder in Berylliumbronze erhältlich. Bei der Montage werden sie gespreizt (zum Überstreifen) oder zusammengedrückt (zum Einführen in die Bohrung). Durch ihr elastisches Zurückfedern sitzen sie unter Spannung in der Ringnut. In Normalausführung eignen sie sich für Temperaturen bis 300° C. Darüber hinaus nimmt ihre Härte ab, und sie verformen sich bei der Demontage bleibend. Bei geringen Anforderungen ist dies nicht schädlich. Zur Bolzensicherung werden vorwiegend benutzt:

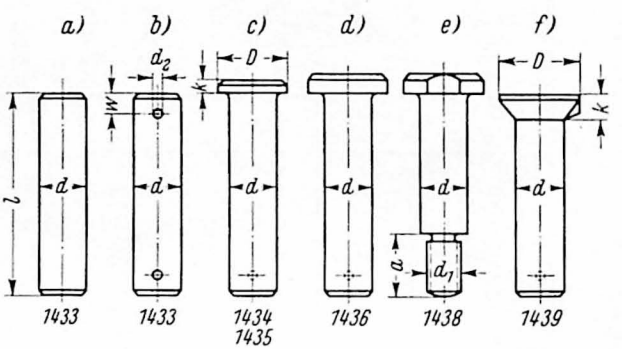


Bild 366. Genormte Bolzen (die Zahlen geben die DIN-Nr. an)
a) ohne Kopf, b) ohne Kopf mit Splintlöchern, c) mit kleinem Kopf, d) mit großem Kopf, e) mit Gewindezapfen, f) Senkbolzen mit Nase

1. *Sicherungsringe* (*Seegerringe*) DIN 471 und 472 (Bilder 369a und 370a) für alle normalen Fälle. Sie können beträchtliche Axialkräfte aufnehmen.
2. *Seeger-V-Ringe* (Bilder 369b und 370b), die schmaler als die normalen Sicherungsringe sind. Sie bilden eine zentrische Schulter, die als radiale

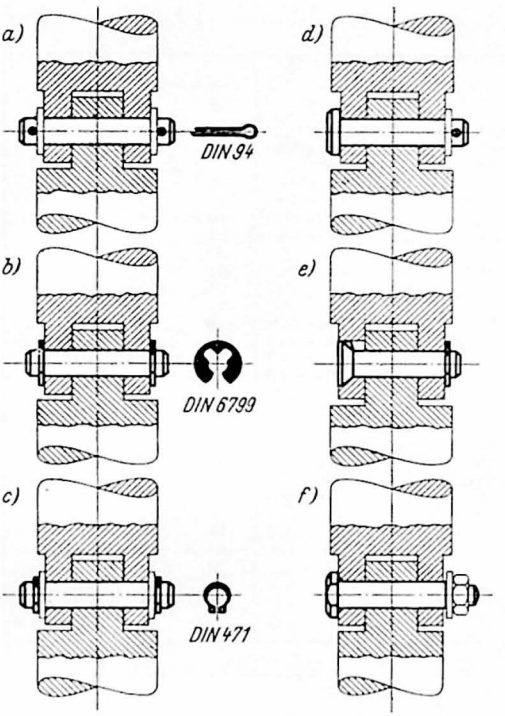


Bild 367. Beispiele von Bolzenverbindungen

a) Bolzen DIN 1433 mit Splinten, b) Bolzen DIN 1433 mit Sicherungsscheiben, c) Bolzen DIN 1433 mit Sicherungsringen, d) Bolzen mit Kopf DIN 1436 mit Splint, e) Senkbolzen DIN 1439 mit Sicherungsring, f) Bolzen mit Gewindezapfen DIN 1438 mit Sechskantmutter

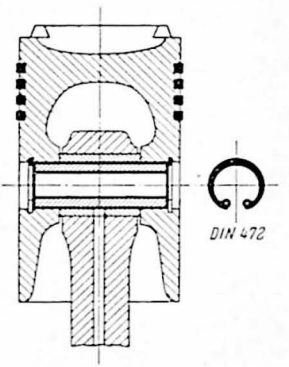


Bild 368. Mit Sicherungsringen DIN 472 gesicherter Kolbenbolzen

Führung benutzt werden kann. Auch kleinere Axialkräfte können sie aufnehmen.

3. *Seeger-K-Ringe* (Bilder 369c und 370c), wenn das zu sichernde Maschinenteil große Rundungen oder Fasen besitzt. Die hochstehenden Lappen bilden große und gleichmäßige Anlageflächen.
4. *Seeger-Sprengringe* (Bilder 369d und 370d) mit kleinster Radialbreite. Sie werden angewendet, wenn die Seeger-V-Ringe noch zu hoch sind.

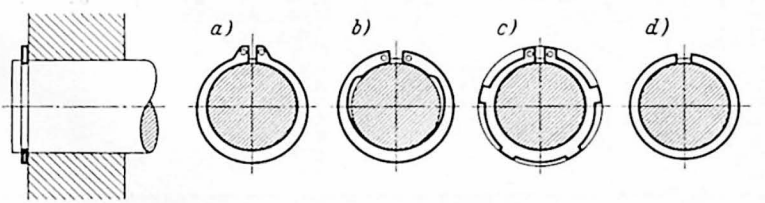


Bild 369. Sicherungsringe für Wellen und Bolzen (*Orbis GmbH, Schneidhain*)
a) Sicherungsring DIN 471, b) Seeger-V-Ring, c) Seeger-K-Ring, d) Sprengring DIN 5417

Tafel 102. Zu bevorzugende Abmessungen in mm der genormten Bolzen

	DIN 1433 (blank)			DIN 1434 (blank)			DIN 1435 (halbblank)		
d	d_2	w	l	D	k	l	D	k	l
3	0,8	1,5	8···50	5	1	10···50			
4	1	1,8	8···50	6	1	6···40			
5	1,5	2	12···65	8	1,5	6···40	10	3	10···50
6	1,5	2,5	12···65	9	1,5	10···60	11	3	10···50
8	2	3	16···80	12	2	10···60	14	4	14···65
10	3	4	20···100	14	2	14···65	16	4	18···80
12	4	5	30···120	17	3	18···80	20	5	22···100
14	4	5	30···120	19	3	22···100	22	5	22···100
16	4	5	30···120	21	3	22···100	24	5	22···100
18	5	6,5	40···150	23	3	22···100	26	5	35···100
20	5	6,5	40···150	26	4	35···100	30	6	35···100
22	5	6,5	40···150	28	4	35···100	32	6	35···100
25	6	8	50···150	32	5	35···100	35	7	40···120
28	6	8	50···150	34	5	40···140	38	7	55···170
30	6	8	50···150	36	5	50···140	40	7	55···170
32	8	10	60···170	40	6	50···150	44	8	50···150
35	8	10	60···170	44	6	50···150	48	8	50···150
40	8	10	70···210	48	6	60···180	52	8	60···180
45	8	12	70···210	52	7	60···180	57	9	60···180
50	10	12	80···250	58	7	70···220	62	9	70···220
55	10	12	80···250	65	8	70···220	70	10	70···220
60	10	12	90···290	70	9	80···220	74	11	80···250
65	10	12	90···290	75	9	90···250	79	11	90···250
70	10	12	100···320	80	10	90···250	84	12	90···250
75	10	12	100···320	85	10	100···250	89	12	100···250
80	13	15	120···320	90	10	100···250	94	12	100···250
90	13	15	130···320	102	12	110···250	106	14	110···250
100	13	15	140···320	112	12	130···250	116	14	130···250

	DIN 1436 (halbblank)			DIN 1438 (halbblank)			
d	D	k	l	d_1	a	D	k
6	12	3	10···50				
8	16	4	14···65	M 6	9	14	4
10	20	4	18···80	M 8	12	16	4
12	25	5	22···100	M 10	15	20	5
14	28	5	22···100	M 12	20	22	5
16	28	5	22···100	M 12	20	24	5
18	30	5	35···100	M 12	20	26	5
20	32	6	35···100	M 16	23	30	6
22	34	6	35···100	M 16	23	32	6
25	40	7	40···120	M 20	28	35	7
28	42	7	55···140	M 20	28	38	7
30	45	7	50···150	M 24	30	40	7
32	50	8	50···150				
35	52	8	50···150	M 27	35	48	8
40	58	8	60···180	M 30	38	52	8
45	62	9	60···180	M 33	42	57	9
50	68	9	70···220	M 36	45	62	9
55	75	10	70···220	M 39	48	70	10
60	80	11	80···250	M 42	52	74	11
65	90	11	90···250	M 45	56	79	11
70	95	12	90···250	M 45	56	84	12
75	100	12	100···250	M 52	63	89	12
80	110	12	100···250	M 52	63	94	12
90	115	14	110···250	M 56	65	106	14
100	125	14	130···250	M 68	80	116	14

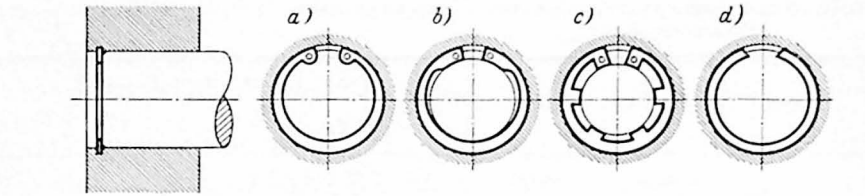


Bild 370. Sicherungsringe für Bohrungen (*Orbis GmbH, Schneidhain*)
a) Sicherungsring DIN 472, b) Seeger-V-Ring, c) Seeger-K-Ring, d) Seeger-Sprengring

5. *Seeger-Sicherungsscheiben St* (Bild 371a), die mit verhältnismäßig großer Kraft in der Ringnut sitzen.
6. *Sicherungsscheiben* DIN 6799 (Bild 371b), die bei kleinen Bolzendurchmessern vorgezogen werden.
7. *Seeger-Halbmondringe* (Bild 371c). Diese sind hochelastisch, können aber keine Axialkräfte aufnehmen.
8. *Seeger-Schließringe* (Bild 371d), die keine Unwucht erzeugen. Sie bestehen aus zwei gleichen Teilen, die bei der Montage zusammengedrückt werden.

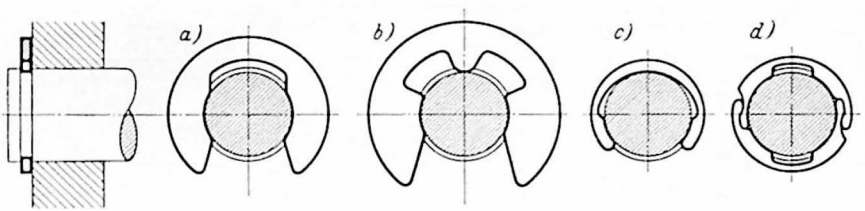


Bild 371. Sicherungsscheiben für Bolzen (*Orbis GmbH, Schneidhain*)
a) Seeger-Sicherungsscheibe, b) Sicherungsscheibe DIN 6799, c) Seeger-Halbmondringe, d) Seeger-Schließringe

Die Bolzen erhalten gewöhnlich die Passung h11, die Bohrungen D9, D11, C11, B11, B12 oder A11, je nachdem, welches Spiel im Einzelfall zugelassen werden darf. In Tafel 102 sind die Abmessungen der genormten Bolzen zusammengestellt. Oftmals sind auch Sonderformen erforderlich, z.B. Hohlbolzen als Kolbenbolzen, mit denen an Gewicht gespart wird. Werkstoffe für Bolzen sind im allgemeinen St 50, St 60 und C 35. Für höhere Anforderungen kommen auch oberflächengehärtete Einsatzstähle in Betracht, z.B. für Kolbenbolzen Cf 53, 15 Cr 3, 16 MnCr 5, 20 MnCr 5 u. dgl. Für sie müssen auch die Bauteilbohrungen gehärtet werden, damit sie entsprechend hoch belastet werden können.

3.4.3 Festigkeitsberechnung

Die Festigkeitsberechnung der Stiftverbindungen stößt auf Schwierigkeiten, da sowohl die Stifte als auch die Bauteile durch das Eintreiben mit Übermaß vorgespannt sind. Prinzipiell handelt es sich um Längspreßpassungen (siehe

Tafel 103. Anhalt für die zulässigen Beanspruchungen in kp/mm² von Stift- und Bolzenverbindungen

Sitzart	Beanspruchung[1]	Werkstoff (Stift bzw. Bauteil)					
		4 D St 37	St 50	6 S St 60	St 70	GS	GG
Preßsitz glatter Stifte	zügig zulσ_b	8,3	10,5	12,8	15		
	schwingend zulσ_{ba}	2,8	4	4,8	5,6		
	zügig zulτ_a	5,4	7,2	8,7	10,2		
	schwingend zulτ_{aa}	2	2,6	3,2	3,7		
	zügig zul$p$	9,8	10,4	16	18	8,3	6,8
	schwingend zulp_a	3,6	5	5,9	6,8	3,1	2,6
Sitz mit Kerbteil	zügig zulσ_b	7	8,7	10,5	12,5		
	schwingend zulσ_{ba}	2,4	3,4	4	4,6		
	zügig zulτ_a	4,5	6	7,2	8,5		
	schwingend zulτ_{aa}	1,7	2,2	2,6	3		
	zügig zul$p$	6,9	7,3	11,2	12,6	5,8	4,8
	schwingend zulp_a	2,6	3,5	4,2	4,8	2,1	1,7
Gleitsitz im Gelenk	zügig zulσ_b	10	12,5	15,5	18		
	schwingend zulσ_{ba}	3,3	4,8	5,7	6,7		
	zügig zulτ_a	5,4	7,2	8,7	10,2		
	schwingend zulτ_{aa}	2	2,6	3,2	3		
	zügig zul$p$	3	3			3	4
	schwingend zulp_a	1,2	1,2			1,2	1,6

[1]) Unter «schwingend» sind die zulässigen Beanspruchungsausschläge aufgeführt.

2.6). Die Vorspannung ist rechnerisch kaum zu erfassen, da sie außer von den Fertigungstoleranzen von der Bauteilgestalt abhängt. Deshalb läßt man die Vorspannung außer Betracht und vergleicht die durch die Betriebslast

hervorgerufenen Beanspruchungen mit zulässigen Erfahrungswerten (Tafel 103).

1. *Gelenkstifte* oder *-bolzen* (Bild 372). Die Betriebslängskraft P_l beansprucht die Lagerstellen auf Flächenpressung, den Stift oder Bolzen außerdem auf Biegung.

Flächenpressung in der Stange

$$p_s = \frac{P_l}{l_s\, d} \leqq \text{zul}p \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{192}$$

Flächenpressung in der Gabel

$$p_g = \frac{P_l}{2\, l_g\, d} \leqq \text{zul}p \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{193}$$

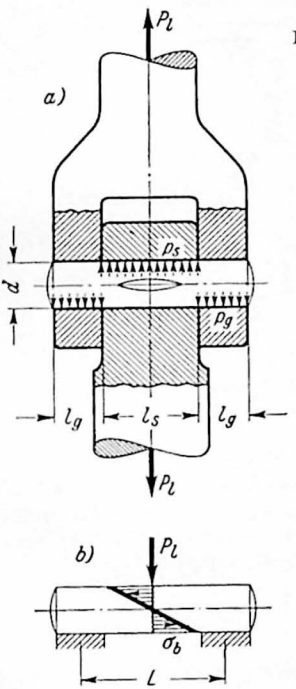


Bild 372. Gelenkstift oder -bolzen
a) Flächenpressung in Stange und Gabel,
b) Biegebeanspruchung des Stifts oder Bolzens

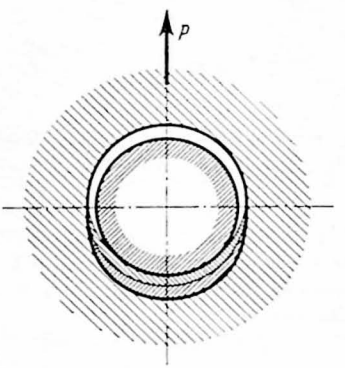


Bild 373. Wesen der Deformation des Loches beim Ausschlagen einer Bolzenverbindung

Biegespannung des Stifts oder Bolzens

$$\sigma_b = \frac{P\, L}{0{,}4\, d^3} \leqq \text{zul}\sigma_b \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{194}$$

P_l [kp] Betriebslängskraft (Querkraft zum Stift oder Bolzen),
l_s [mm] Lagerlänge in der Stange,
l_g [mm] Lagerlänge in der Gabel,
L [mm] Stützweite für den Stift oder Bolzen,
d [mm] Stift- oder Bolzendurchmesser.

Da Bolzen mit Spiel in den Augen der Bauteile (Stangen und Gabeln) sitzen, besteht bei dynamischer Belastung die Gefahr des Ausschlagens (Bild 373). Weil anfangs theoretisch eine Linienberührung stattfindet, entstehen hohe Flächenpressungen, die zu einer örtlichen plastischen Verformung der Lochwand führen. Es spielt sich ein komplizierter Deformationsprozeß ab, dessen Ablauf von den Abmessungen der Verbindung und vom Anfangsspiel abhängt. Bei dynamischen Beanspruchungen ist deshalb Vorsicht bei der Bemessung der mittleren Flächenpressung (der rechnerischen Flächenpressung) geboten. Im Stahlbau ist nach DIN 1050 für Bauteile aus St 37 zul$p$ = 21 (Lastfall H) und 24 kp/mm² (Lastfall HZ), für Bauteile aus St 52 zul$p$ = 31 (H) und 35 kp/mm² (HZ).

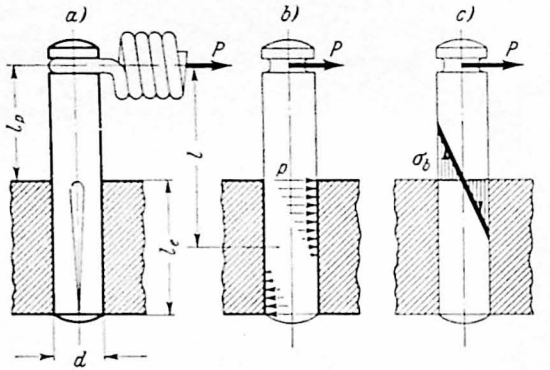


Bild 374. Steckstift unter Biegekraft
a) Stift mit eingehängter Zugfeder, b) Flächenpressung im Bauteil, c) Biegebeanspruchung des Stifts

2. *Steckstifte unter Biegekraft* (Bild 374). Die Flächenpressung im Bauteil ist eine zusammengesetzte, da die Kraft P nicht in der Mitte des Stiftsitzes angreift (vergleiche hierzu die Biegebeanspruchung der Lötverbindung Bild 141 b).
Flächenpressung im Bauteil

$$p = \frac{P}{d\,l_e}\left(1 + 6\frac{l}{l_e}\right) \leqq \text{zul}p \ \text{[kp/mm²]}, \tag{195}$$

Biegespannung des Stifts

$$\sigma_b = \frac{P\,l_p}{0{,}1\,d^3} \leqq \text{zul}\sigma_b \ \text{[kp/mm²]}, \tag{196}$$

P [kp] Biegekraft,
l [mm] Abstand der Biegekraft von der Mitte des Stiftsitzes,
l_e [mm] Einschlaglänge (Sitzlänge) des Stifts im Bauteil,
l_p [mm] Hebelarm der Biegekraft P.

3. *Querstifte unter Drehmoment* (Bild 375). Durch die Umfangskraft P_u werden die Lochwände in Welle und Nabe auf Flächenpressung, und der Stift wird auf Abscheren beansprucht.

Flächenpressung in der Welle

$$p_w = 3\,\frac{P_u}{D_w\,d} \leqq \text{zul}p \ [\text{kp/mm}^2], \tag{197}$$

Flächenpressung in der Nabe

$$p_n = \frac{P_u}{(D_n - D_w)d} \leqq \text{zul}p \ [\text{kp/mm}^2], \tag{198}$$

Scherspannung im Stift

$$\tau_a = \frac{P_u}{2f} \leqq \text{zul}\tau_a \ [\text{kp/mm}^2], \tag{199}$$

P_u [kp] Umfangskraft $= 2M_t/D_w$ mit M_t [kpmm] als Betriebsdrehmoment,
D_w [mm] Wellendurchmesser,
D_n [mm] Nabendurchmesser,
f [mm²] Stiftquerschnitt.

4. *Querstifte unter Längskraft* (Bild 376). Durch die Längskraft P_l werden die Lochwände in Welle und Nabe auf Flächenpressung, und der Stift wird auf Abscheren beansprucht.

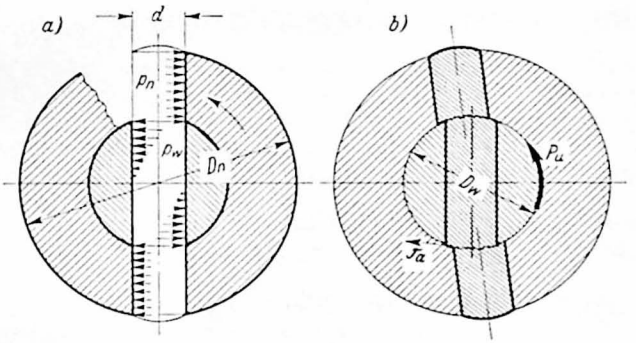


Bild 375. Querstift unter Drehmoment
a) Flächenpressung in Welle und Nabe, b) Abscheren des Stifts

Flächenpressung in der Welle

$$p'_w = \frac{P_l}{D_w\,d} \leqq \text{zul}p \ [\text{kp/mm}^2], \tag{200}$$

Flächenpressung in der Nabe

$$p'_n = \frac{P_l}{(D_n - D_w)d} \leqq \text{zul}p \ [\text{kp/mm}^2], \tag{201}$$

Scherspannung im Stift

$$\tau'_a = \frac{P_l}{2f} \leqq \text{zul}\tau_a \ [\text{kp/mm}^2], \tag{202}$$

P_l [kp] Betriebslängslast.

5. *Querstifte unter Drehmoment und Längskraft* (Bilder 375 und 376). Wenn beide Lasten gleichzeitig wirken, müssen die jeweiligen Beanspruchungen geometrisch addiert werden.

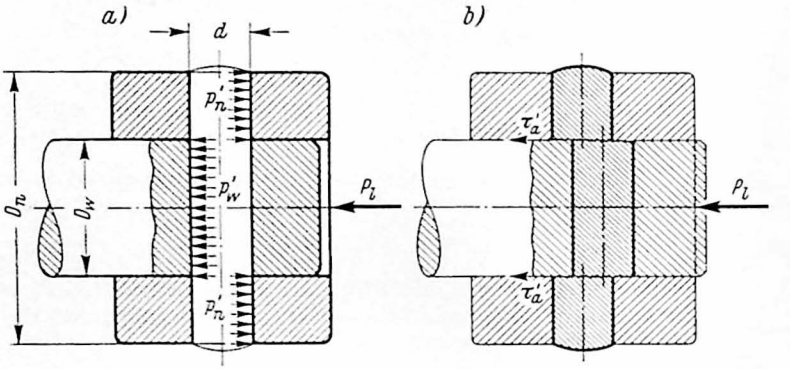


Bild 376. Querstift unter Längskraft
a) Flächenpressung in Welle und Nabe, b) Abscheren des Stifts

Flächenpressung in der Welle

$$p_W = \sqrt{p_w^2 + p_w'^2} \leqq \text{zul}p \ [\text{kp/mm}^2], \tag{203}$$

Flächenpressung in der Nabe

$$p_N = \sqrt{p_n^2 + p_n'^2} \leqq \text{zul}p \ [\text{kp/mm}^2], \tag{204}$$

Scherspannung im Stift

$$\tau_S = \sqrt{\tau_a^2 + \tau_a'^2} \leqq \text{zul}\tau_a \ [\text{kp/mm}^2]. \tag{205}$$

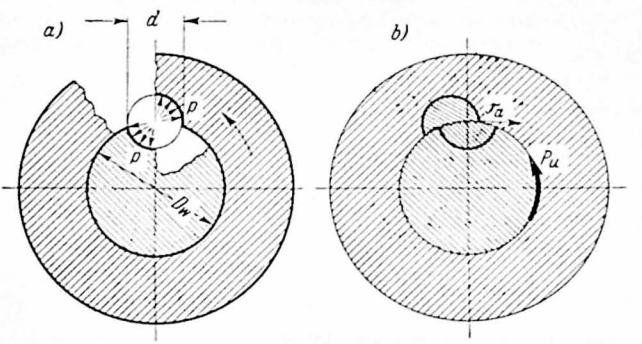


Bild 377. Längsstift unter Drehmoment (Rundkeil)
a) Flächenpressung in Welle und Nabe, b) Abscheren des Stifts

6. *Längsstifte unter Drehmoment* (Bild 377). Der eingetriebene Stift hat die Funktion eines Längskeils; seiner Form wegen heißt er *Rundkeil*. Welle und Nabe werden auf Flächenpressung, der Stift wird auf Abscheren beansprucht.

Flächenpressung in Welle und Nabe

$$p = \frac{2\,P_u}{d\,l} \leqq \text{zul}p \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{206}$$

Scherspannung im Stift

$$\tau_a = \frac{P_u}{d\,l} \leqq \text{zul}\tau_a \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{207}$$

l [mm] tragende Stiftlänge.

4 Elastische Verbindungen (Federn)

4.1 Grundlagen

4.1.1 Anwendung, Kennlinien, Federarbeit, Schwingverhalten

Mit Federn in den vielfältigsten Formen werden elastische Verbindungen hergestellt. Ihrer Gestalt nach kennt man *Ringfedern*, *Blattfedern*, *Schraubenfedern*, *Kegelfedern*, *Tellerfedern*, *Stabfedern* u. dgl. Außerdem werden sie nach der Art des Lastangriffs in *Zug-*, *Druck-*, *Biegungs-* und *Drehungsfedern* unterteilt, ohne daß die Beanspruchung ihrer Querschnitte dem Namen des Lastangriffs entsprechen muß. Federn nehmen infolge ihrer elastischen Eigenschaften Arbeit auf und geben sie bei ihrer Entlastung unter mehr oder minder großen Reibungsverlusten wieder ab.
Sie eignen sich

1. als *Arbeitsspeicher*, wie zum Antrieb von Uhren und Wickeltrommeln oder als Rückführer von Ventilstößeln und Steuergestängen,
2. zur *Stoßdämpfung*, wie zur Abfederung bewegter Massen in Form von Puffer- oder Stoßfedern an Fahrzeugen,
3. zur *Kraftbegrenzung*, z. B. an Pressen,
4. zur *Kraftmessung*, z. B. in Federwaagen (Federdynamometern).

Die Eigenschaften der Federn werden nach ihrer *Kennlinie* beurteilt. Diese stellt die Abhängigkeit der Durchfederung f (des Federweges) von der Last P dar. Das Verhältnis der Kraftzunahme zur Durchfederungszunahme (Bild 378) für jeden Punkt der Kennlinie heißt *Federsteife*, *Federhärte* oder *Einheitsfederung*

$$c = \frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}f} \ \text{[kp/mm]}. \tag{208.1}$$

Sie ist somit die Kraft, die zur Durchfederung um 1 mm aufgebracht werden muß. Die Kennlinien in Bild 378 sind eine *progressive* (ansteigend gekrümmte), eine *gerade* (die Durchfederung folgt dem Hookeschen Gesetz) und eine

degressive (abfallend gekrümmte). Federn, die nahezu reibungsfrei arbeiten (außer Teller- und Gummifedern), haben eine gerade Kennlinie, so daß die Federsteife übergeht in eine *Federkonstante*

$$c = \frac{P}{f} \text{ [kp/mm]}. \tag{208.2}$$

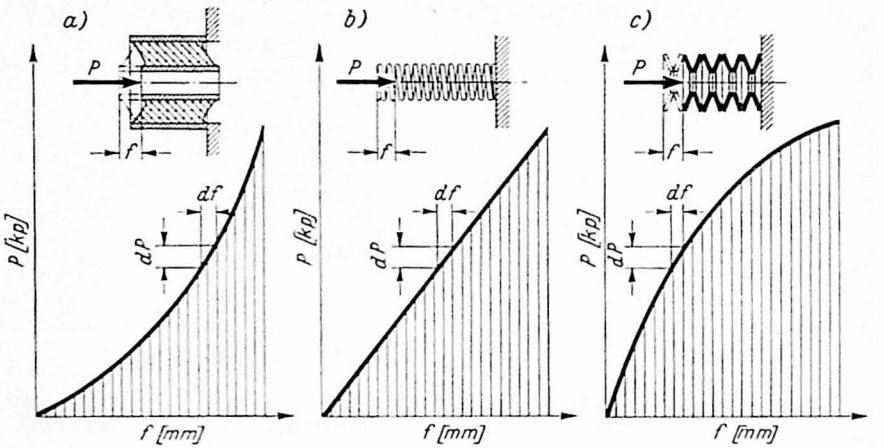


Bild 378. Federkennlinien
a) progressive einer Gummifeder, b) gerade einer zylindrischen Schraubenfeder, c) degressive einer Tellerfedersäule

Für die unter einem Drehmoment stehenden Drehungsfedern wird die Federsteife durch das zur Durchfederung um den Einheitswinkel (1 rad) erforderliche Moment angegeben:

$$c = \frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}\omega} \text{ [kpmm/rad]}. \tag{208.3}$$

Bei gerader Kennlinie ist für diese Federn

$$c = \frac{M}{\omega} \text{ [kpmm/rad]}. \tag{208.4}$$

Da Arbeit das Produkt aus Kraft und Weg ist, stellt der in Bild 378 jeweils senkrecht schraffierte Teil die *Feder-* oder *Verformungsarbeit* dar:

$$A_F = \int P \,\mathrm{d}f \text{ [kpmm]}. \tag{209.1}$$

Bei gerader Kennlinie ist

$$A_F = \frac{P f}{2} \text{ [kpmm]}. \tag{209.2}$$

Für Drehungsfedern unter einem Drehmoment gilt sinngemäß

$$A_F = \int M \,\mathrm{d}\omega \text{ [kpmm]}, \tag{209.3}$$

und für diese bei gerader Kennlinie

$$A_F = \frac{M\omega}{2} \text{ [kpmm]}, \tag{209.4}$$

P	[kp]	die Feder belastende Kraft,
f	[mm]	Durchfederung,
M	[kpmm]	die Feder belastendes Drehoment,
ω	[rad]	Federungswinkel im Bogenmaß.

Nahezu reibungsfrei arbeitende Federn geben die aufgenommene Arbeit, abgesehen von der unwesentlichen inneren Reibung, praktisch vollkommen, die mit Reibung arbeitenden jedoch nur die Differenz aus aufgenommener Arbeit und Reibungsarbeit ab (die letzte setzt sich in Wärme um). Die mit Reibung arbeitenden Federn und Gummifedern eignen sich, da sie einen Teil der Stoßenergie vernichten, als Stoßdämpfer.

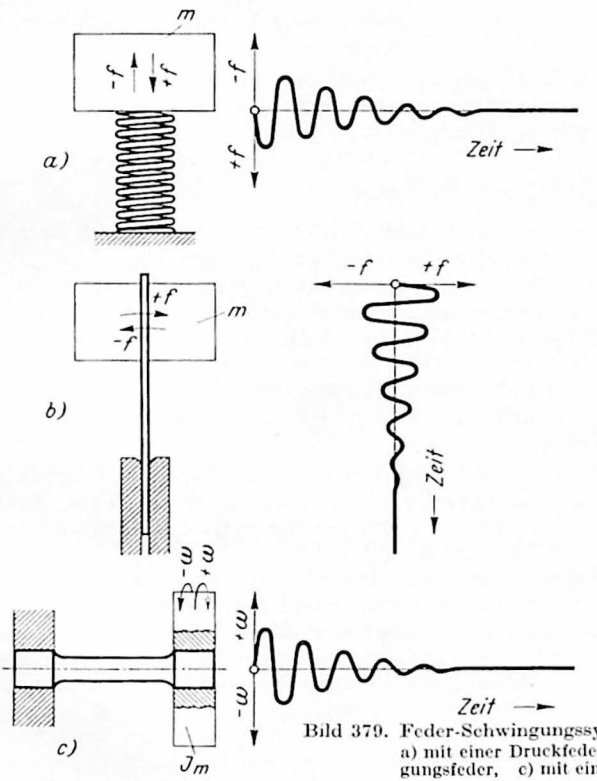


Bild 379. Feder-Schwingungssysteme
a) mit einer Druckfeder, b) mit einer Biegungsfeder, c) mit einer Drehungsfeder

Eine mit einer Feder frei beweglich verbundene Masse gerät bei einem Kraftimpuls in gedämpfte Eigenschwingungen (Bild 379), d.h. Schwingun-

gen, deren Amplitude (Weite) durch innere und/oder äußere Reibung abnimmt, bis die Masse zum Stillstand kommt. Die Zahl der in einer Sekunde ausgeführten Schwingungen, die *Eigenfrequenz* f_e in Hertz [Hz], ist bei Federn mit gerader Kennlinie unabhängig von der Amplitude. Sie beträgt unter Vernachlässigung der Eigenmasse der Feder
bei Zug-, Druck- und Biegungsfedern (Bilder 379a und b)

$$f_e = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{m}}\ \text{[Hz]}, \tag{210.1}$$

bei Drehungsfedern (Bild 379c)

$$f_e = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{c}{J_m}}\ \text{[Hz]}, \tag{210.2}$$

c [kp/cm, kpcm/rad]	Federkonstante,
m [kps²/cm]	Masse des abgefederten Körpers,
J_m [kpcms²]	Massenträgheitsmoment des abgefederten Körpers, bezogen auf die Drehachse.

Oftmals wird von Schwingungssystemen eine bestimmte Eigenfrequenz gefordert, wie z.B. von Schwingsieben, Schüttelrutschen, Schwingtischen, Rüttlern, Stoßdämpfern, Wagenfedern u. dgl.

4.1.2 Werkstoffe und deren Festigkeit

An die Federnwerkstoffe (insbesondere Federstähle) werden, um einen hohen Nutzungsgrad zu erzielen, folgende Anforderungen gestellt:

1. hohe Elastizitätsgrenze (da meistens nicht bekannt, ersatzweise hohe Streckgrenze), d.h. großer ausnutzbarer elastischer Verformungsbereich,
2. hohe Zeit- und Dauerfestigkeit zur Aufnahme von Eigenschwingungs- und Überlasten,
3. hohe Dehnungs- und Einschnürungsfähigkeit, d. h. ausreichendes plastisches Verformungsvermögen vor dem Härten zur Kaltformgebung (z. B. Wickeln oder Biegen).

Übliche Federnwerkstoffe sind: härtbare Kohlenstoffstähle, Chrom-Silizium-, Silizium-Mangan-, Chrom-Vanadium- und nichtrostende Stähle, ferner die Nichteinsenmetalle Federmessing (Sondermessing), Phosphorbronze, Siliziumbronze, Neusilber, Nickelin u. dgl.
Ihre hohe Festigkeit erhalten die Federstähle im allgemeinen durch Härten und ggf. anschließende Sonderbehandlungen. Dünne Drähte zeigen eine hohe Streckgrenze, wenn sie niedrig angelassen wurden. Hohe Anlaßtemperaturen und nochmaliges Abschrecken steigern die Dauerfestigkeit. Eine Schwingfestigkeitserhöhung macht sich auch durch Überschleifen nach dem Härten bemerkbar, das die entkohlte, kerbwirkungsbildende Oberflächenschicht beseitigt. Kugelstrahlen verdichtet die Oberflächenschicht und führt zur Steigerung der Dauerfestigkeit. Auch ein Polieren der Oberfläche vermindert die Kerbwirkungen. Außerdem sind noch andere Verfahren in Gebrauch, z.B. das Abscheuern der Oberflächen oder ein leichtes Abblasen mit Strahlsand. Legierte Federstahldrähte werden nach dem Ziehprozeß ölschlußvergütet. Die unlegierten Stahldrähte können ihre Festigkeit durch ein Patent-

Tafel 104. Güteeigenschaften und Verwendungsbeispiele von warmgeformten Stählen für Federn nach DIN 17221 (Stähle 38 Si 6, 46 Si 7 und 51 Si 7 für Wasserhärtung, die übrigen für Ölhärtung)

Stahlsorte		Behandlungszustand[1]) U	G	H + A			Verwendungsbeispiele
		Härte *HB* 30 [kp/mm²]		σ_S [kp/mm²]	σ_B [kp/mm²]	δ_5 [%]	
Qualitätsstähle für mittlere Beanspruchungen	38 Si 6	240	217	105	120	6	Federringe und Federplatten für Schraubensicherungen, Tellerfedern, Federn für Kultivatoren
	46 Si 7	255	230	110	130	6	Kegelfedern, Blattfedern für Schienenfahrzeuge, Tellerfedern
	51 Si 7	270	230	110	130	6	Blattfedern für Schienenfahrzeuge, besonders auf Härtemaschinen zu härtende
	55 Si 7	290	235	110	130	6	Fahrzeugblattfedern bis 7 mm Dicke, Schraubenfedern, Federplatten, Tellerfedern
	65 Si 7	310	240	110	130	6	Fahrzeugblattfedern über 7 mm Dicke, Schraubenfedern, Tellerfedern
	60 SiMn 5	310	240	105	135	6	Fahrzeugblattfedern über 7 mm Dicke, Schraubenfedern, Tellerfedern, Ringfedern
Edelstähle für hohe Beanspruchungen	66 Si 7	>310	240	120	140	6	Blattfedern, Schraubenfedern, Drehstabfedern ≦ 25 mm Dmr.
	67 SiCr 5	>310	240	135	150	5	Schraubenfedern, besonders auf Schlag beanspruchte, Drehstabfedern ≦ 40 mm Dmr., Ventilfedern
	50 CrV 4	>310	235	120	135	6	Höchstbeanspruchte Fahrzeugfedern, Schraubenfedern, Federringe, Tellerfedern, Drehstabfedern ≦ 40 mm Dmr.
	58 CrV 4	>310	235	135	150	6	Höchstbeanspruchte Schraubenfedern und Drehstabfedern größter Durchmesser

[1]) U = Walzzustand, G = weichgeglüht, H + A = gehärtet und angelassen (es sind jeweils die Mindesthärten und -festigkeitswerte angegeben).

Tafel 105. Güteeigenschaften kaltgewalzter Stahlbänder für Federn (nach DIN 17222)

	Stahlsorte	Behandlungszustand[1])								
		G				H + A				
		$HB\,30$	σ_S	σ_B	δ_5	σ_S	σ_B	δ_5	HRc	HV
		[kp/mm²]			[%]	[kp/mm²]		[%]		[kp/mm²]
Qualitätsstähle	C 53 C 60	190 200	28	60	30	105	120	6	36	350
	C 67 C 75 M 75 M 85	210 215 210 215	30	65	25	110	120	6	36	350
	55 Si 7	235	35	80	20	150	160	6	47	475
	65 Si 7 60 SiMn 5	240	37	85	18	160	170	5	49	505
Edelstähle	Ck 53 Ck 60	190 200	28	60	30	105 120	120 130	7 7	36 39	350 380
	Ck 67 Mk 75	210	30	65	25	130 150	140 160	6 6	41 47	400 475
	Mk 101	220	32	70	25	170	180	5	51	540
	71 Si 7 66 Si 7 67 SiCr 5	240	37	85	18	180 170 180	190 180 190	4 5 4	52 51 52	555 540 555
	50 CrV 4 58 CrV 4	235	35	80	20	160 180	170 190	5 4	49 52	505 535

[1]) G = weichgeglüht, H + A = gehärtet und angelassen
(es sind jeweils die Mindesthärten und -festigkeitswerte angegeben)

ziehen (festigkeitserhöhendes Ziehen) oder durch Ölschlußvergütung erhalten.

Es ist zweckmäßig, hoch dynamisch beanspruchte Federn einem Dauerversuch zu unterziehen oder sich beim Hersteller über die Schwingfestigkeit zu informieren. Die Gestaltfestigkeit der Federn nimmt wie die der Maschinenteile mit zunehmender Querschnittsgröße und zunehmender Oberflächenrauhigkeit ab. In den Tafeln 104···109 sind genormte Federnwerkstoffe mit ihren Eigenschaften aufgeführt, in den Tafeln 110 und 111 die Abmessungen von Federstahldraht und Federstabstahl.

Tafel 106. Verwendungsbeispiele der Stähle für Federn aus kaltgezogenen Drähten nach DIN 17223 (Abmessungen und Festigkeitseigenschaften siehe Tafel 110)

Stahlsorte	Beanspruchung	Verwendungsbeispiele
Klasse V DIN 2076	niedrig	Zug- und Schenkelfedern mit Drahtdurchmessern von 0,5 bis 15 mm. Die niedrige Festigkeit soll das Anbiegen der Ösen und Schenkel erleichtern.
Klasse IV DIN 2076	mittel	Bevorzugter Draht für Schraubenfedern mittlerer Beanspruchung, meist mit Drahtdurchmessern bis 11 mm.
Klasse III DIN 2076	mittel	In geringerem Umfange verarbeitet zu Federn mit etwas höherer Beanspruchung als bei den aus Federstahldraht IV gefertigten.
Klasse II DIN 2076	hoch	Vorwiegend verarbeitet für hochbeanspruchte Druck-, Zug-, Schenkel- und Formfedern, sofern die Knicke nicht zu scharf sind (der innere Biegeradius darf nicht kleiner als der Drahtdurchmesser sein).
Klasse I DIN 2076	hoch	Wie bei Federstahldraht II, jedoch – entspr. dem Unterschied zwischen Federstahldraht I und II – für Federn, bei denen die Güteforderungen hinsichtlich Reinheitsgrad, Festigkeitseigenschaften oder zulässiger Maßabweichungen über diejenigen von Federstahldraht II hinausgehen.
Ölschlußgehärteter Federstahldraht	mittel	Schraubenfedern in Sonderausführung mit einem Drahtdurchmesser von 2 bis 7 mm, auch für schwingungsbeanspruchte Federn mit mittleren Lastspielzahlen.
Ölschlußgehärteter Ventilfederdraht	hohe und höchste Lastspielzahlen	Für schwingungsbeanspruchte Schraubenfedern, besonders für Ventilfedern mit einem Drahtdurchmesser von 2 bis 7 mm.
Wasserfederdraht	niedrig	Polsterfedern, Matratzenfedern.

Die Stähle nach DIN 17 221 (Tafel 104) werden in Form von Bändern, Flachstangen, gerippten Flachstangen, Quadrat-, Rund- und Trapezstangen sowie Sonderprofilen geliefert (Abmessungen und zulässige Maßabweichungen siehe

DIN 1013, 1014, 1016, 1017, 1570, 2077 und 4620). Es ist vorteilhaft, die Schwingfestigkeit dieser Stähle durch Oberflächenverfestigung (Kugelstrahlen, Oberflächendrücken) zu steigern. Für die auf Verdrehung beanspruchten Federn empfiehlt sich die Verwendung der ölgehärteten Stähle, da diese weitgehende Sicherheit gegen Härterisse bieten. Elastizitätsmodul $E = 21\,000$, Gleitmodul $G = 8000$ kp/mm².

Mit den Stählen nach DIN 17 222 (Tafel 105) werden die Federn aus ungehärtetem Bandstahl überwiegend nach der Kaltformgebung (Schneiden, Stanzen, Prägen, Biegen, Wickeln) auf die erforderliche Festigkeit durch Ölhärtung gebracht und angelassen (Abmessungen und zulässige Maßabweichungen des Bandstahles siehe DIN 1544). Die Verwendung ist vielseitig möglich, die Stähle Mk 101 und 71 Si 7 vorwiegend für höchstbeanspruchte Zugfedern im Uhren- und Triebwerksbau. Elastizitätsmodul $E = 21\,000$, Gleitmodul $G = 8000$ kp/mm².

Die Stähle nach DIN 17 223 (Tafel 106) werden in Form von kaltgezogenen Drähten für Schraubenfedern (Druck-, Zug-, Schenkelfedern), Federringen und Drehstabfedern kleinerer Abmessungen und in Form von kaltgezogenen Stäben für Schraubenfedern (Druck- und Zugfedern) größerer Abmessungen verwendet (Abmessungen und zulässige Maßabweichungen siehe DIN 174, 175, 178, 668, 671 und 2076).

Die nichtrostenden Stähle nach DIN 17 224 (Tafel 107) in Form von kaltgewalzten Bändern oder kaltgewalzten Drähten dienen für kalt zu formende Federn und federnde Teile aller Art, die Korrosionseinflüssen durch Luft,

Tafel 107. Güteeigenschaften der nichtrostenden Stähle für Federn nach DIN 17 224

Stahlsorte	σ_B [kp/mm²]	
X 12 CrNi 17 7	*Bandbreite*	
Banddicke	bis 100 mm	über 100 mm
bis 0,5 mm	135	125
über 0,5 mm bis 1 mm	130	120
„ 1 mm „ 2 mm	120	115
„ 2 mm „ 2,5 mm	115	110
Drahtdurchmesser		
bis 0,5 mm	190	
über 0,5 mm bis 1 mm	170	
„ 1 mm „ 1,5 mm	160	
„ 1,5 mm „ 2,2 mm	150	
„ 2,2 mm „ 3 mm	140	
„ 3 mm „ 4 mm	135	
„ 4 mm „ 6 mm	120	
„ 6 mm „ 9 mm	110	
„ 9 mm „ 10 mm	105	
X 5 CrNiMo 18 10 **X 20 Cr 13**	vom Hersteller erfragen	

Tafel 108. Güteeigenschaften der warmfesten Stähle für Federn (nach DIN 17225)

Stahlsorte	σ_B [kp/mm²]	Streckgrenze [kp/mm²] bei °C					DVM-Kriechgrenze [kp/mm²] bei °C			
		20	100	200	300	400	400	450	500	550
67 SiCr 5	150	110	110	100	90					
50 CrV 4	135	100	100	100	90					
45 CrMoV 6 7	140	105	105	95	85	70	50	32		
30 WCrV 17 9	140	110	110	100	90	75	55	42	30	
65 WMo 43 8	140	110	110	100	90	80	60	47	35	20
X 12 CrNi 17 7 kaltgewalzt	120									
X 12 CrNi 17 7 kaltgezogen	160									

Stahlsorte	Elastizitätsmodul [kp/mm²] bei °C							
	20	100	200	300	400	450	500	550
67 SiCr 5	21000	20600	20000	19300				
50 CrV 4	21000	20600	20000	19300				
45 CrMoV 6 7	21000	20600	20000	19300	18100	17400		
30 WCrV 17 9	21000	20600	20000	19300	18150	17500	17100	
65 WMo 34 8	21000	20600	20000	19300	18400	17900	17500	17000
X 12 CrNi 17 7	18000	17500	16800	16100				

Tafel 109. Güteeigenschaften von Kupferlegierungen für Blattfedern (nach DIN 1780)

	Kurzzeichen[1])	DIN	Elastizitätsmodul E [kp/mm²]	Biegegrenze σ_{bE} [kp/mm²]
Kaltverfestigte Legierungen	Ms 63 HV 150	17660	10800	30
	SoMs 70 HV 170	17661	11000	40
	SnBz 6 HV 160	17662	11500	38
	SnBz 6 HV 180		11500	38
	SnBz 8 HV 170		11500	40
	SnBz 8 HV 190		11500	40
	MSnBz 6 HV 190		11000	35
	MSnBz 6 HV 215		11000	35
	Ns 6218 HV 160	17663	13500	36
Aushärtbare Legierungen	CuBe 1,7 HV 300		13000	80
	CuBe 1,7 HV 320		12500	100
	CuBe 2 HV 340		13000	90
	CuBe 2 HV 360		12500	100

[1]) HV ··· kennzeichnet den Härtezustand (Vickershärte in kp/mm², die im Mittel um 10···20 kp/mm² höher als die Brinellhärte liegt).

Tafel 110. Runder Federstahldraht nach DIN 2076, patentiert und federhart gezogen (Auszug)

Drahtdurchm. d [mm]	Zugfestigkeit σ_B [kp/mm²] für Klasse II	III	IV	V
0,3				
0,32	270	245		
0,36	···310	···275		185
0,4			—	···225
	270	245		
0,45				
0,5	···300	···275		
0,56			210	180
0,6	260	235	···240	···210
0,65	···290	···265		
0,7				
0,75				
0,8	255	230		
0,85	···285	···260	205	175
			···235	···205
0,9				
0,95	250	225		
1	···280	···255		
1,1			195	170
			···225	···200
1,2	240	220		
1,3				
1,4	···270	···245		
			185	160
1,5	230	210	···210	···185
1,6	···255	···235		
1,7	225	205	180	155
1,8	···250	···230	···205	···180
1,9	215	195	175	150
2	···240	···220	···200	···175
2,1	205	190	170	150
2,25	···230	···210	···195	···175
2,4	200	185	165	145
2,5	···225	···205	···190	···170
2,6	195	180	160	140
2,8	···220	···200	···185	···165
3	190	175	155	135
3,2	···215	···195	···180	···160

Drahtdurchm. d [mm]	Zugfestigkeit σ_B [kp/mm²] für Klasse II	III	IV	V
3,4	185	170	150	130
3,6	···210	···190	···175	···155
3,8	180	165	145	125
4	···205	···185	···170	···150
4,25	170	155	140	125
4,5	···195	···175	···165	···150
4,75	165	150	135	120
5	···190	···170	···160	···145
5,3	160	145		
5,6	···180	···160		
			130	115
6	155	145	···150	···135
6,3	···175	···160		
6,5	150	140		
7	···170	···155		
			125	110
7,5	145	135	···145	···130
8	···165	···150		
8,5	135	125	115	100
9	···155	···140	···135	···120
9,5	125	120	110	100
10	···140	···135	···125	···115
10,5				
11		115		
11,5		···130	105	95
			···120	···110
12		110		
12,5		···125		
13		105	100	90
14		···120	···115	···105
15				
16			90	80
17			···105	··· 95

Als Federstahl I gelten alle Federstähle, die die Festigkeitswerte von Federstahldraht II übersteigen.

Wasserdampf oder sonstige angreifende Stoffe ausgesetzt sind (Abmessungen und zulässige Maßabweichungen siehe DIN 177 und 1544). Für X 12 CrNi 17 7 und X 5 CrNiMo 18 10 : $E = 18000$, $G = 7300$ kp/mm²; für X 20 Cr 13 : $E = 21000$, $G = 8000$ kp/mm². Unter chemischer Aggression kommen jedoch nur die austenitischen Stähle nach DIN 17 225 (Tafel 108) in Betracht (Abmessungen und zulässige Maßabweichungen siehe DIN 1013 für warmgewalzten Rundstahl, DIN 177 für kaltgezogenen Draht). Die Federn aus diesen Stählen werden durch Warmformgebung (z. B. Schmieden) hergestellt. Federn aus X 12 CrNi 17 7 jedoch auf kaltem Wege durch Biegen, Wickeln u. dgl.

Die in Tafel 109 nach DIN 1780 aufgeführten Kupferlegierungen werden in Bändern und Streifen für Blattfedern geliefert (Abmessungen und zulässige Maßabweichungen siehe DIN 1777). Die Federn aus den aushärtbaren Legierungen werden erst nach der Formgebung ausgehärtet.

Tafel 111. Runder Federstabstahl für warmgeformte Federn (nach DIN 2077)

<table>
<tr><th>Stabdurchm. d [mm]</th><th>Zulässige Abweichung [mm]</th><th>Stabdurchm. d [mm]</th><th>Zulässige Abweichung [mm]</th></tr>
<tr><td>7
8
9
10
11
12
12,5
13
14
15
16
17
18
19
20</td><td rowspan="2">±0,2</td><td>22,5
24
25
26
28</td><td>±0,3</td></tr>
<tr><td>21</td><td>±0,3</td><td>30
32
34
36
38
40
42
45
48
50</td><td>±0,4</td></tr>
<tr><td colspan="4">Werkstoff nach DIN 17221</td></tr>
</table>

Korrosionsgefährdete Stahlfedern können durch einen Überzug geschützt werden, z. B. durch Verzinken, Verkadmen oder Lackieren (im letzten Fall wird oftmals ein Einbrennlack benutzt).

4.1.3 Berechnungsgrundlagen

Metall- und Gummifedern werden auf *Zug*, *Druck*, *Biegung*, *Schub* oder *Verdrehung* beansprucht. Ihre Eigenschaft (Federsteife) hängt bei Normal-

spannungen vom Elastizitätsmodul E, bei Tangentialspannungen vom Gleitmodul G ab. Für jede Federart wurden zwei Berechnungsgleichungen aufgestellt, und zwar

1. die *Spannungsgleichung*, mit der die Nennbeanspruchung σ oder τ berechnet wird. Die zulässigen Spannungen, die von der Festigkeit des Federnwerkstoffs oder von der Gestaltfestigkeit der Federn abhängen, werden, so weit wie möglich, in den betr. Abschnitten angegeben.
2. die *Federungsgleichung*, mit der der Federweg f bei einer bestimmten Last P berechnet wird. Sie kann jeweils nach der Federsteife $c = P/f$ bzw. $c = M/\omega$ umgeformt werden.

Die Federarbeit A_F hängt vom Volumen V_F der Feder, vom Quadrat der größten Spannung (der Randspannung) σ bzw. τ und von der Dehnzahl $1/E$ bzw. der Schubzahl $1/G$ sowie von einem arteigenen Zahlenwert, dem sog. *Art-Nutzwert* ab:

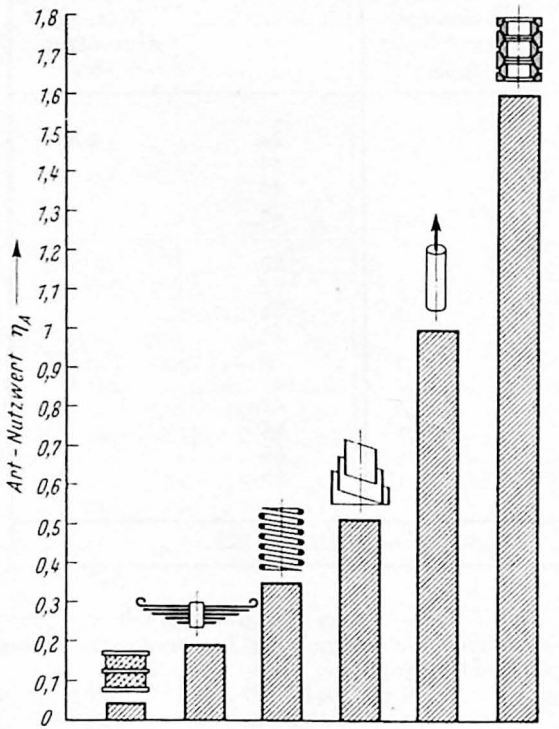


Bild 380. Art-Nutzwert verschiedener Federn (von links nach rechts: Gummi-Druckfeder, geschichtete Blattfeder, Schrauben-Druck- oder Zugfeder aus Runddraht, Kegelfeder aus Flachdraht, Zugfeder aus Stahldraht, Ringfeder)

$$\eta_A = \frac{2\,E\,A_F}{V_F\,\sigma^2}, \tag{211.1}$$

$$\eta_A = \frac{2\,G\,A_F}{V_F\,\tau^2}. \tag{211.2}$$

In Bild 380 sind die Art-Nutzwerte verschiedener Federarten vergleichsweise gegenübergestellt.
Mitunter ist es auch vorteilhaft, das Verhältnis der Federarbeit A_F zum Volumen V_F oder zum Gewicht G_F einer Feder zu bilden, d.h. die spezifische Arbeit, die eine Volumeneinheit [cm³] oder eine Gewichtseinheit [kp] der Feder zu leisten imstande ist:

Volumen-Nutzungsgrad

$$\eta_V = \frac{A_F}{V_F}\ [\mathrm{kpcm/cm^3}], \tag{212}$$

Gewichts-Nutzungsgrad

$$\eta_G = \frac{A_F}{G_F}\ [\mathrm{kpcm/kp}]. \tag{213}$$

Wichtig ist bei den mit Reibung arbeitenden, dämpfenden Federn das Verhältnis der Reibungs- oder *Dämpfungsarbeit* A_D zu der von der Feder aufgenommenen Arbeit, der Formänderungsarbeit A_F, als *Dämpfungsfaktor*

$$\delta = \frac{A_D}{A_F}. \tag{214}$$

Federn werden so dimensioniert, daß bei Gewährleistung der gewünschten Federungseigenschaft (Federsteife) die zulässige Beanspruchung nicht überschritten, aber möglichst erreicht wird (damit hohe Nutzungsgrade!). Oftmals sind unter mehreren Rechnungen so lange Abmessungsänderungen notwendig, bis die beiden Forderungen in Einklang gebracht sind. Ohne eine solche Angleichung ist die optimale Gestaltung von Federn nicht möglich.

4.2 Ringfedern

Eine Ringfeder (Bild 381) besteht aus ineinandergreifenden, doppelkegeligen Innen- und Außenringen, die gewöhnlich aus härtbarem Kohlenstoffstahl geschmiedet oder rund gewalzt werden. Aus ihnen sind die Ringfeder-Spannelemente (siehe 3.3.7) entwickelt worden, und es liegen daher grundsätzlich die gleichen Kraft- und Verformungsverhältnisse vor. Bei einer Belastung P werden die Außenringe geweitet und die Innenringe eingeschnürt, so daß in den Außenringen tangentiale Zugspannungen σ_z und in den Innenringen tangentiale Druckspannungen σ_d hervorgerufen werden. Durch die damit verbundene Durchmesseränderung schieben sich die Ringe der Federsäule unter beträchtlicher Reibung ineinander, so daß die Feder um den Betrag f zusammengedrückt wird. Eine Überlastung der Feder ist bei richtiger Dimensionierung nicht möglich, da die Federwirkung aufhört, wenn die Ringe aufeinanderliegen. Die Belastungskennlinie weicht von der Entlastungskennlinie stark ab. Die Flächendifferenz stellt die Dämpfungsarbeit

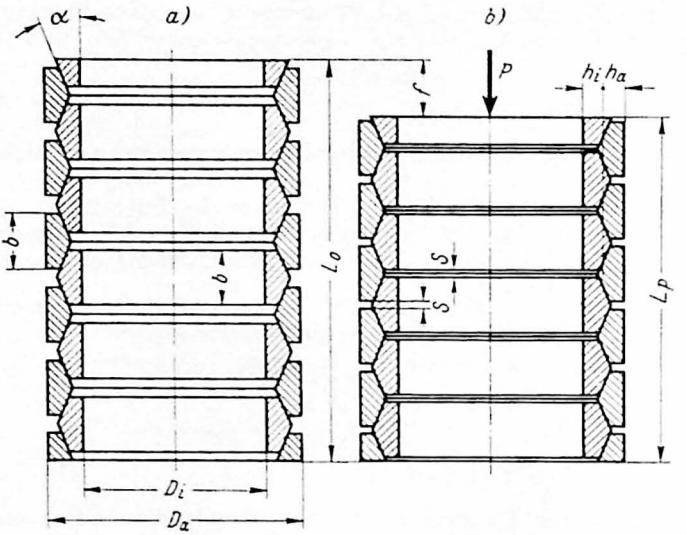


Bild 381. Ringfeder
a) unbelastet, b) belastet

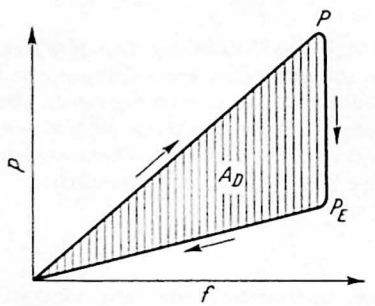


Bild 382. Kennlinie einer Ringfeder

A_D dar (Bild 382). Sie macht die Ringfeder als Stoßdämpfer geeignet, da die Stoßarbeit weitgehend durch Reibung vernichtet wird. Eine Entlastung der Feder (ihr Zurückfedern) setzt erst ein, wenn die Belastungskraft auf die Größe der Entlastungskraft P_E gesunken ist.

Als Pufferfeder (Bild 383) ist die Ringfeder von vielen europäischen und außereuropäischen Bahnverwaltungen eingeführt worden, da im Zugverband auftretende Längsschwingungen beim Bremsen oder bei Rampenfahrt elastische, arbeitverzehrende Federkonstruktionen erfordern. Die Federn verhindern durch ihre hohe Dämpfung Resonanzen innerhalb des schwingenden Verbandes. Außerdem wird die Ringfeder in Pressen und Walzwerken, in Hochspannungsschaltern, Flugzeugfederbeinen, im Bergbau zur Schachtdeckelabfederung, und im Schiffbau zur Ankerketten- oder Fährbettabfe-

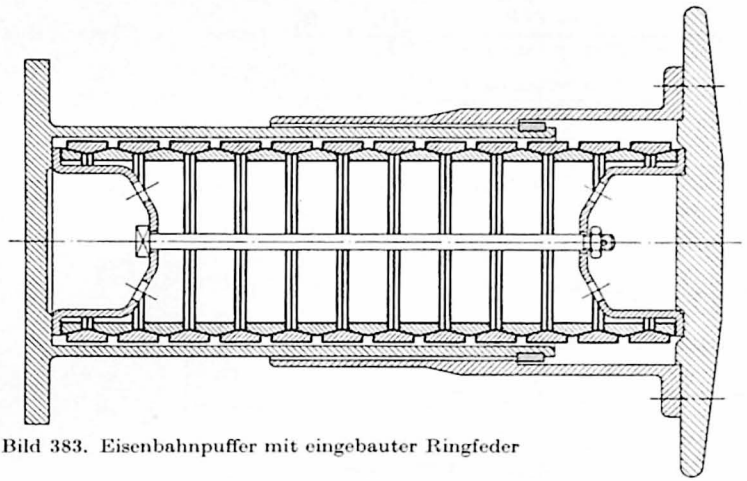


Bild 383. Eisenbahnpuffer mit eingebauter Ringfeder

derung verwendet. Durch Schmieren mit einem Spezialfett ist ein zuverlässiges Arbeiten bis zu 5 Jahren ohne Wartung gewährleistet.

Je kleiner der Kegelwinkel α ist, um so größer wird die Reibungsarbeit. Er darf jedoch keine Selbsthemmung bewirken (kein Festklemmen der Ringe). Deshalb muß der Kegelwinkel α größer als der Reibungswinkel ϱ sein. Der letzte beträgt etwa: bei unbearbeiteten schweren Ringen $\approx 9°$, bei bearbeiteten schweren Ringen $\approx 8{,}5°$, und bei bearbeiteten leichten Ringen $\approx 7°$. Praktisch hat sich für unbearbeitete Ringe $\alpha \approx 14°$ bewährt. Bei bearbeiteten Ringen geht man bis auf $\alpha \approx 12°$.

Nach den Reibungsgesetzen beträgt die *Entlastungskraft*

$$P_E = P \frac{\tan(\alpha - \varrho)}{\tan(\alpha + \varrho)} \text{ [kp]}. \tag{215}$$

Die Ringe sollen nicht schmaler als $b = 0{,}2 \ldots 0{,}17 D_a$ sein, damit sie genügend führen und nicht verkanten. Aus Herstellungsgründen ist es nicht zweckmäßig, sie wesentlich breiter auszuführen.

Im Endbelastungszustand soll zwischen jeweils benachbarten Ringen ein Spiel S bleiben. Da nie sämtliche Ringe zugleich blockieren, würden nämlich einige Ringe höher beansprucht werden. Erfahrungsgemäß wird gewählt:
für unbearbeitete Ringe $S \approx 0{,}005(D_a + D_i)$,
für bearbeitete Ringe $S \approx 0{,}0025(D_a + D_i)$.

Die Federsäule kann mit einem halben Außenring beginnen und mit einem halben Innenring enden (Bild 381). Wirtschaftlicher sind ganze Endringe nach Bild 384 (nur zwei verschiedene Teile in einer Säule!).

Berechnungsgleichungen:

$$\sigma_z = \frac{P}{\pi\, b \tan(\alpha + \varrho) h_a} \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{216}$$

$$\sigma_d = \frac{P}{\pi\, b \tan(\alpha + \varrho) h_i} \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{217}$$

$$f = \frac{(z-1)P}{2\,\pi\, b\, E \tan\alpha \tan(\alpha+\varrho)} \left(\frac{D_a}{h_a} + \frac{D_i}{h_i}\right) \text{ [mm]}, \tag{218}$$

$$c = \frac{2\,\pi\, b\, E \tan\alpha \tan(\alpha+\varrho)}{(z-1)\left(\frac{D_a}{h_a} + \frac{D_i}{h_i}\right)} \text{ [kp/mm]}. \tag{219}$$

Mit dem Spiel S im belasteten Zustand berechnet sich die *gespannte Länge der Federsäule*

bei halben Endringen zu

$$L_P = \frac{z-1}{2}(b+S) \text{ [mm]}, \tag{220}$$

bei ganzen Endringen zu

$$L_P = \frac{z+1}{2}\,b + \frac{z-1}{2}\,S \text{ [mm]}, \tag{221}$$

h_a [mm] mittlere Höhe des Außenringes,
h_i [mm] mittlere Höhe des Innenringes,
z Gesamtzahl der Ringe (in Bild 381 ist $z = 12$).

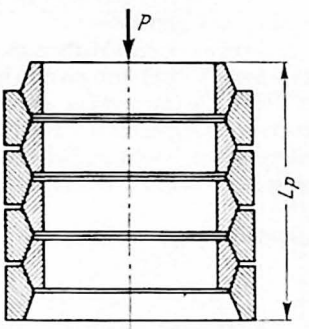


Bild 384. Ringfeder mit ganzen Endringen

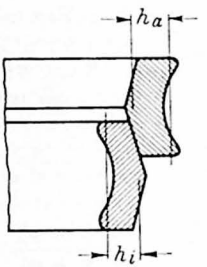


Bild 385. Zweckmäßige Ausführung gewalzter Ringe

Bei dicken, gewalzten Ringen ist es für die Herstellung besser, die nichtkegeligen Außen- bzw. Innenflächen gewölbt auszuführen (Bild 385).
In Tafel 112 sind die üblichen zulässigen Spannungen angegeben. Da die Ringe auf Druck höher beanspruchbar sind, ist $\text{zul}\sigma_d > \text{zul}\sigma_z$.

Tafel 112. Anhalt für zulässige Spannungen in kp/mm² von Ringfedern

Lebensdauer	Herstellung	σ_z im Außenring	σ_d im Innenring
längere	beliebig	80	120
kürzere	unbearbeitet	100	130
kürzere	bearbeitet	120	150

4.3 Blattfedern

Einfache ein- und zweiarmige Blattfedern (Bild 386) werden als Andrückfedern von Schiebern, Ankern, Klinken in Gesperren, als Kontaktfedern in Schaltern u. dgl. eingesetzt. Als Beispiel zeigt Bild 387 eine zweiarmige Blattfeder als Kontaktfeder in einem Schaltschütz.

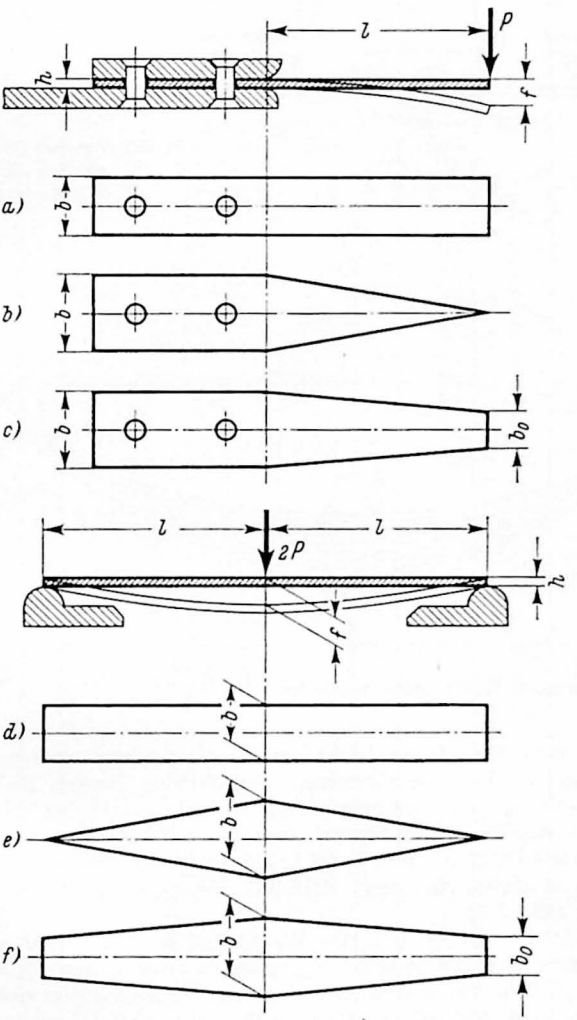


Bild 386. Einfache Blattfedern (Schema)
a) einarmige Rechteckfeder, b) einarmige Dreieckfeder,
c) einarmige Trapezfeder, d) zweiarmige Rechteckfeder,
e) zweiarmige Dreieckfeder, f) zweiarmige Trapezfeder

Geschichtete Blattfedern (Bild 388) dienen zur Abfederung von Straßen- und Schienenfahrzeugen. Sie setzen harte Fahrbahnstöße in lange, weiche und gedämpfte Schwingungen um und schützen damit die Insassen, die maschinellen Teile und ggf. Güter vor schädlichen Erschütterungen.

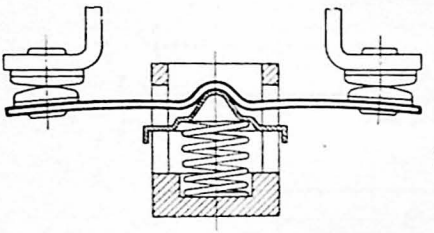


Bild 387. Zweiarmige Rechteckfeder als Kontaktfeder in einem Schaltschütz

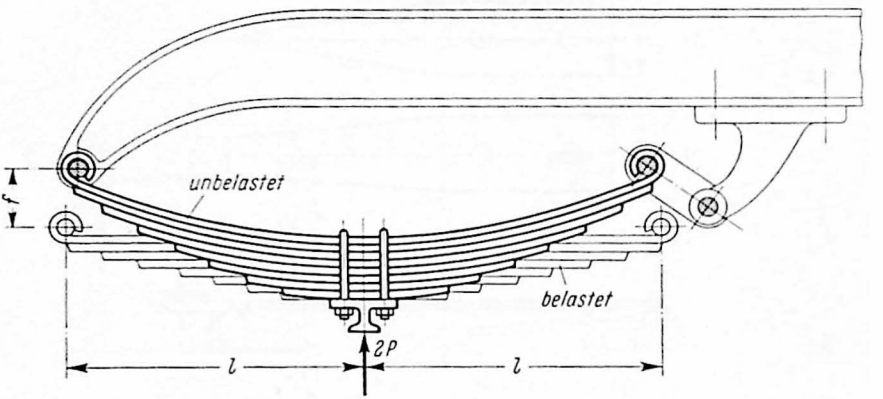


Bild 388. Eingebaute geschichtete Blattfeder

Eine geschichtete Blattfeder denkt man sich aus einer zweiarmigen Trapezfeder entstanden, d.h. die einzelnen, verschieden langen Federblätter aus der Trapezfeder herausgeschnitten und übereinandergelegt (Bild 389). Die Federblätter werden überwiegend aus warmgewalztem Federstahl nach DIN 4620 oder 1570 (Bild 390, Tafel 113) hergestellt. Genormte Federblattenden für Schienenfahrzeuge zeigt Bild 391, Beispiele für die Aufhängung der Federblätter Bild 392.

Das *Hauptblatt* als oberes, längstes Blatt wird an den Enden zur Aufnahme von Lagerbolzen gelocht, geschlitzt, gesattelt oder eingerollt, wie die einzelnen Formen in Bild 391 zeigen. Gegen Querverschiebungen sichern entweder die Querschnittsprofile selbst (Bild 390b) oder *Federklammern* (Bild 393). Die Blattbündel müssen in der Mitte sicher zusammengehalten werden, damit die Belastungskraft auf alle Blätter übertragen wird. Übliche Halterungen zeigen die Bilder 392 und 394. *Mittelwarzen* für Federblätter (Bild 395) sind

Tafel 113. Abmessungen in mm und Widerstandsmomente von Federstahl für Blattfedern

Glatter Federstahl DIN 4620																	
Dicke s	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	8	9	10	11	12	14	16	20
Breite b[1])	Widerstandsmoment [cm³]																
35	0,053	0,071	0,093	0,118	0,146	0,176	0,210	0,246									
40	0,060	0,082	0,107	0,135	0,167	0,202	0,240	0,282	0,327	0,427	0,540	0,667					
45	0,068	0,092	0,120	0,152	0,187	0,227	0,270	0,317	0,367	0,480	0,608	0,750					
50	0,075	0,102	0,133	0,169	0,208	0,252	0,300	0,352	0,408	0,533	0,675	0,833					
55		0,112	0,147	0,186	0,229	0,277	0,330	0,387	0,449	0,587	0,743	0,917					
60		0,122	0,160	0,203	0,250	0,302	0,360	0,423	0,490	0,640	0,810	1,00	1,21	1,44			
65			0,173	0,219	0,271	0,328	0,390	0,458	0,531	0,693	0,878	1,08	1,31	1,56			
70			0,187	0,236	0,292	0,353	0,420	0,493	0,572	0,747	0,945	1,17	1,41	1,68			
75					0,313	0,378	0,450	0,528	0,612	0,800	1,01	1,25	1,51	1,80			
80					0,333	0,403	0,480	0,563	0,653	0,853	1,08	1,33	1,61	1,92			
90					0,375	0,454	0,540	0,633	0,735	0,960	1,22	1,50	1,82	2,16			
100							0,600	0,704	0,817	1,07	1,35	1,67	2,02	2,40			
110							0,660	0,775	0,898	1,17	1,49	1,83	2,22	2,64	3,59	4,69	7,33
120							0,720	0,845	0,980	1,28	1,62	2,00	2,42	2,88	3,92	5,12	8,00
140							0,840	0,986	1,14	1,49	1,89	2,33	2,82	3,36	4,57	5,97	9,33

Gerippter Federstahl DIN 1570										
Dicke s	8		10		13		16		20	
$r + 0,5$	3,75		4,5							
Breite b[1])	G = Gewicht [kp/m] ≈ W = Widerstandsmoment [cm³] für glatten Rechteckquerschnitt ohne Rille und Rippe									
	G	W	G	W	G	W	G	W	G	W
50	3,05	0,534	3,84	0,835						
60	3,68	0,640	4,62	1,00						
70			5,41	1,17	7,05	1,97				
90			6,98	1,50	9,09	2,53	11,2	3,84		
120			9,33	2,00	12,1	3,38	15,0	5,12	18,0	8,0

[1]) Die Breite b entspricht z. B. dem Maß b_0 in Bild 389.

mit DIN 1571 genormt. Sie sichern die Blätter gegen Längsverschiebungen (siehe Bilder 392 und 394c).

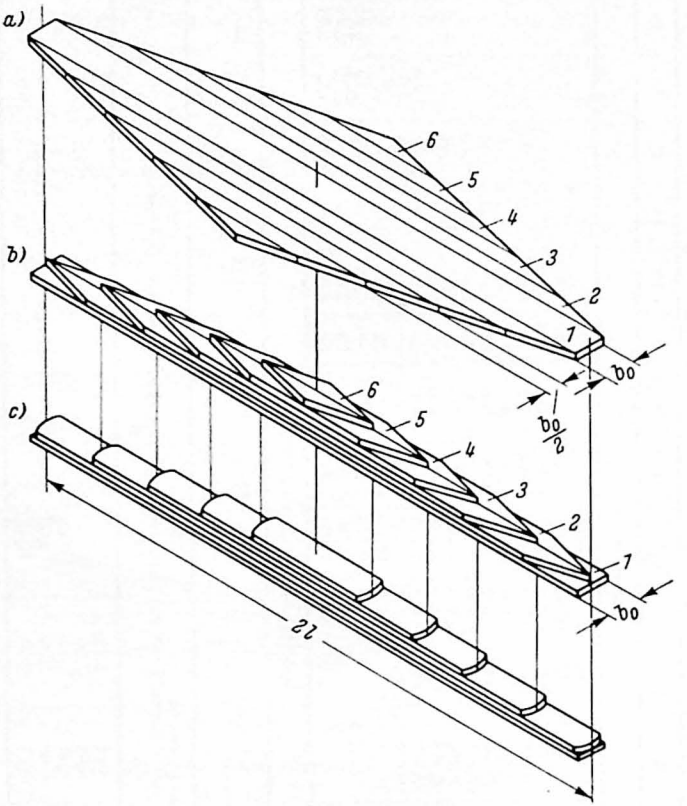


Bild 389. Entstehung der geschichteten Blattfeder
a) zerteilt gedachte zweiarmige Trapezfeder, b) theoretische Blattformen, c) praktische Blattformen

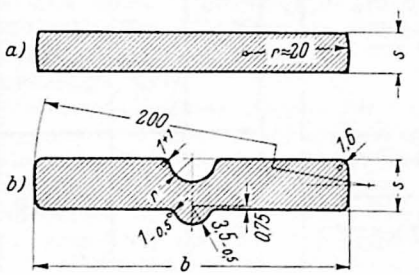


Bild 390. Federstahl
a) glatter nach DIN 4620 (Kraftfahrzeugbau),
b) gerippter nach DIN 1570

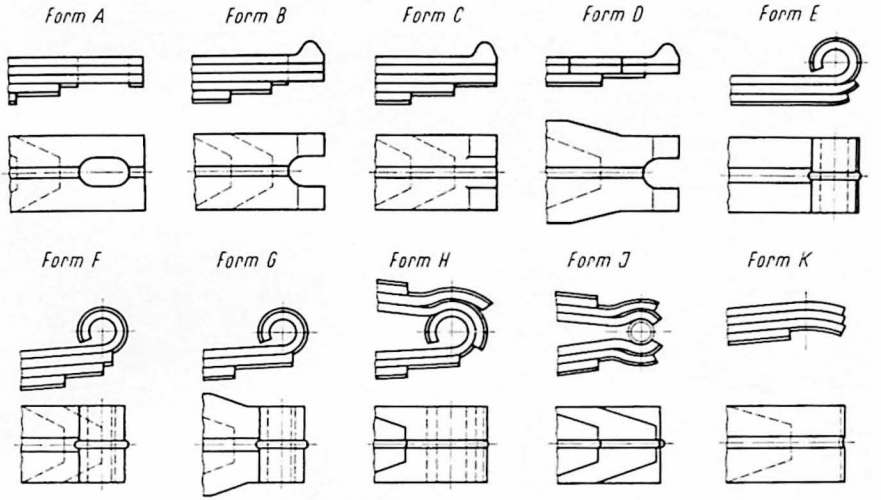


Bild 391. Blattfederenden nach DIN 5542 für Schienenfahrzeuge

Außer den dargestellten geschichteten Blattfedern werden noch gestufte angewendet, bei denen zwei voneinander getrennte Bündel übereinander angeordnet sind. Die obere, kürzere Stufe kommt erst zur Wirkung, wenn die untere um einen bestimmten Betrag durchgefedert ist. Auch lose geschichtete Blattbündel sind üblich. Bei ihnen stützen sich jeweils nur die einzelnen Blätter mit ihren Enden auf den darüberliegenden ab. Es lassen sich auch mehrere Blattbündel nebeneinander anordnen (Doppel- und Dreifachfedersätze).

Berechnungsgleichungen für einfache und geschichtete Blattfedern:

Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{P\,l}{i\,W} \leqq \text{zul}\sigma \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{222}$$

Durchfederung

$$f = K\,\frac{P\,l^3}{i\,J\,E} \ \text{[mm]}, \tag{223}$$

Federsteife

$$c = \frac{i\,J\,E}{K\,l^3} \ \text{[kp/mm]}, \tag{224}$$

P	[kp]	Belastung der Federenden,
l	[mm]	Berechnungslänge der Feder (siehe Bilder 386, 388 und 389),
i		Anzahl der Blätter,
W	[mm³]	Widerstandsmoment des Blattquerschnitts $\approx bh^2/6$ bzw. $\approx bs^2/6$,
J	[mm⁴]	Trägheitsmoment des Blattquerschnitts $\approx bh^3/12$ bzw. $\approx bs^3/12$,
E	[kp/mm²]	Elastizitätsmodul des Federnwerkstoffs,
K		Berechnungsbeiwert je nach Federart (Tafel 114).

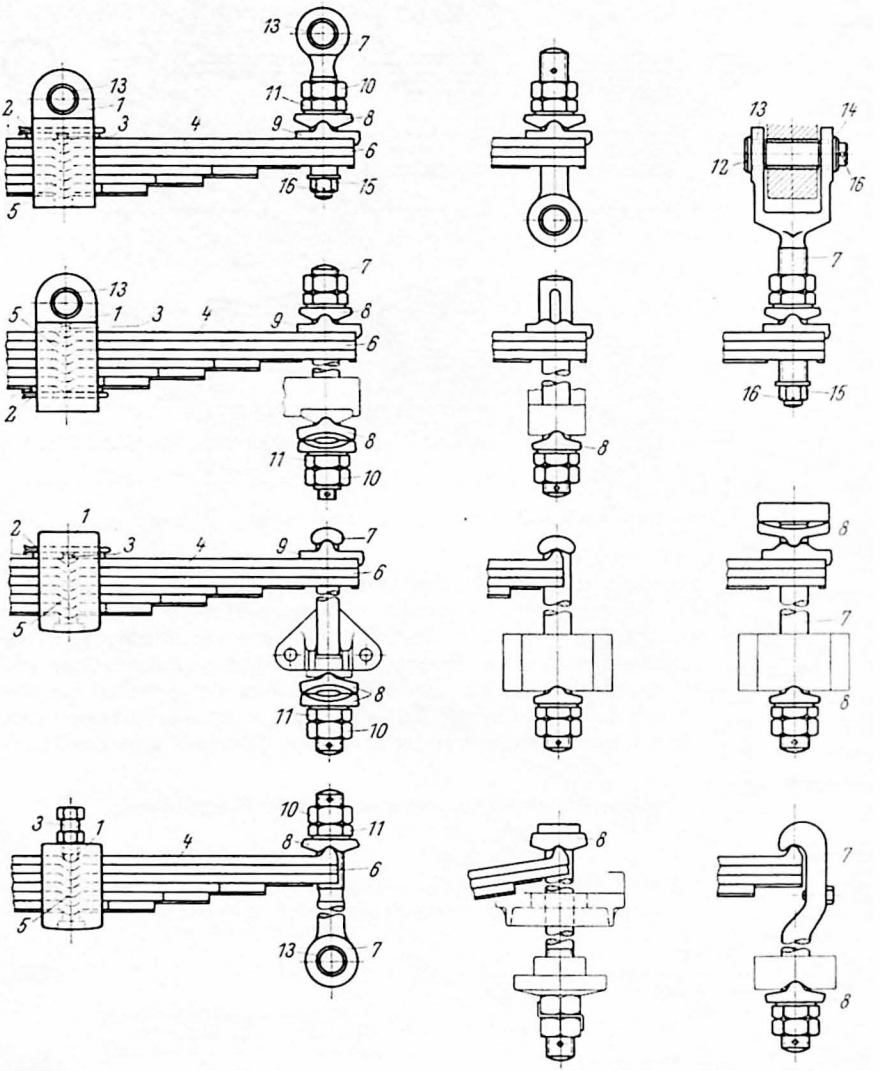


Bild 392. Beispiele für die Aufhängung von Blattfedern (Anwendungsbeispiele von Blattfedern im Eisenbahnwesen nach DIN 5541)

1 Federbunde, *2* Beilagen und Keile DIN 1573, *3* Blattfedersicherungen DIN 34010, *4* gerippter Federstahl DIN 1570, *5* Mittelwarzen für gerippte Federblätter DIN 1571, *6* Blattfederenden DIN 5542, *7* Federspannschrauben, *8* Federsattel- und Federzwischenplatten DIN 5543, *9* Federgrundplatten DIN 34016, *10* Halbblanke Sechskantmuttern DIN 30386, *11* Ansatzmuttern DIN 30387, *12* Bolzen DIN 1550, *13* Buchsen DIN 1552, *14* Blanke Scheiben DIN 433, 1440, *15* Rohe Kronenmuttern DIN 533, *16* Splinte DIN 94

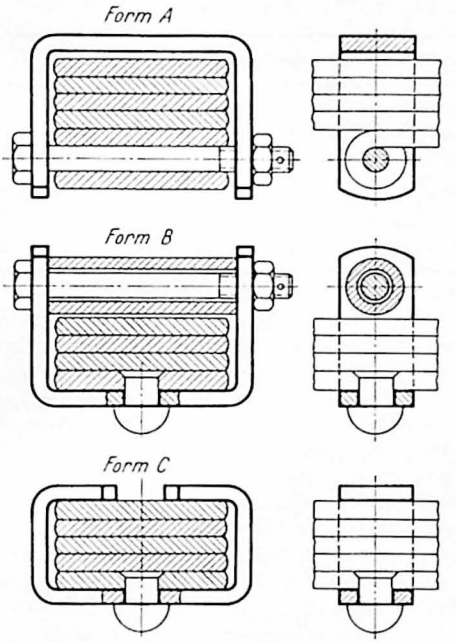


Bild 393. Federklammern nach DIN 4621

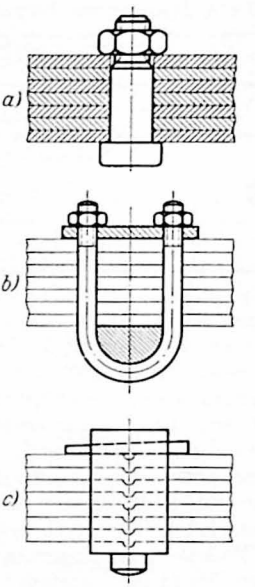


Bild 394. Blattbündel-Halterungen
a) mit Mittelbolzen, b) mit Bügeln, c) mit Keil und Mittelwarze an den Blättern

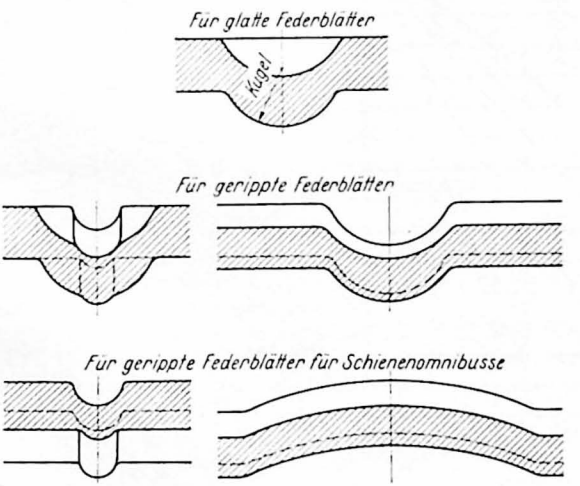


Bild 395. Mittelwarzen für Federblätter nach DIN 1571 (links Querschnitt, rechts Längsschnitt)

Tafel 114. Berechnungsbeiwerte K für Blattfedern

Rechteckfeder $K = 1/3$											
Dreieckfeder $K = 1/2$											
Trapezfeder und geschichtete Blattfeder:											
b_0/b	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
K	0,5	0,47	0,44	0,42	0,4	0,39	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33

Wegen der in geschichteten Blattfedern sich aneinander reibenden Blätter stimmen die obigen Gleichungen nur mit praktisch ausreichender Näherung. Die Gestaltfestigkeit der Blätter aus Federstahl siehe Bild 396. Es kann allgemein gesetzt werden: bei ruhender Last $\text{zul}\sigma \approx 0{,}75\sigma_B$, bei schwingender Last der Spannungsausschlag $\text{zul}\sigma_a \approx 0{,}75\sigma_{AG}$. Geschichtete Blattfedern für Fahrzeuge werden nach der größten statischen Belastung (Gewicht des Fahrzeugs und der Ladung) bemessen, da die dynamische Last durch Stöße, Fahrbahnunebenheiten und -neigungen usw. rechnerisch nicht zu erfassen ist. Es ist üblich: für Vorderfedern $\text{zul}\sigma \approx 0{,}35\sigma_B$, für Hinterfedern $\text{zul}\sigma \approx 0{,}45\sigma_B$, für Federn von Schienenfahrzeugen $\text{zul}\sigma \approx 0{,}55\sigma_B$. Für Nichteisenmetallfedern kann angenommen werden: bei ruhender Last $\text{zul}\sigma \approx 0{,}5 \cdots 0{,}7\sigma_{bE}$, bei schwingender Last $\text{zul}\sigma_a \approx 0{,}15 \cdots 0{,}2\sigma_{bE}$.

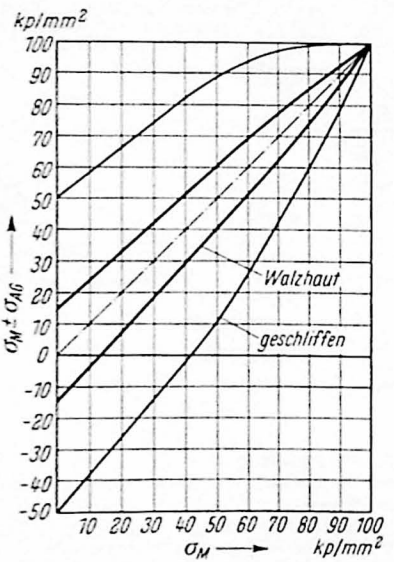


Bild 396. Gestaltfestigkeitsschaubild für einzelne Federblätter (Federstahl mit $\sigma_B \approx 100$ kp/mm²)

Blattfedern, die an entgegengesetzt belasteten Enden eingespannt werden (Bilder 397a und b) heißen *Lenkerfedern*. Man findet sie als Schwingungs-

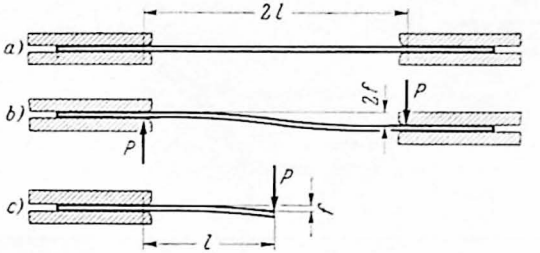


Bild 397. Lenkerfeder
a) ungespannt, b) gespannt, c) berechnungsmäßig als Freiträger gedacht

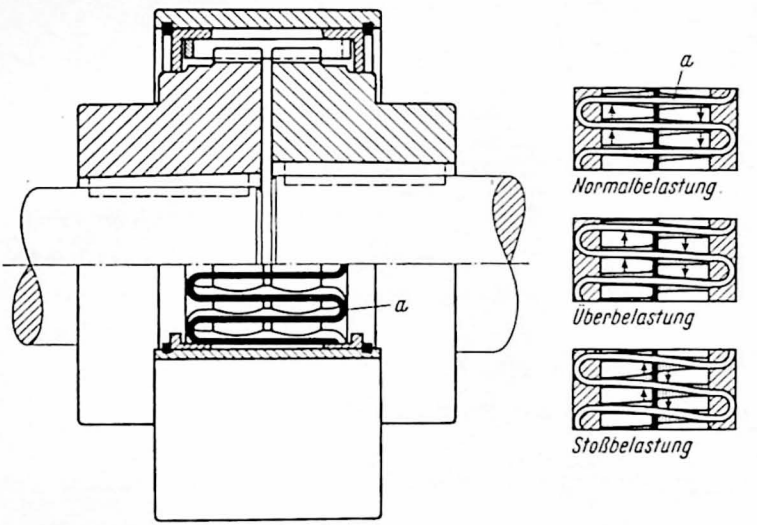


Bild 398. Lenkerfeder im Federband a der elastischen Malmedie-Bibby-Kupplung

federn an Rütteltischen, als Bindeglieder in elastischen Kupplungen (Bild 398), als Rückholfedern von Magnetankern u. dgl. Sie werden wie die einfachen Blattfedern berechnet, indem man sie als mit der Kraft P am Ende belasteten Freiträger der Länge l auffaßt (Bild 397c).
Zu der Querlast P kann noch eine Längslast P_1 hinzukommen, die je nach Richtung die Feder zusätzlich auf Zug oder Druck beansprucht, wie z. B. nach Bild 399 durch das Gewicht eines Schwingtisches.
Ist P_1 eine *Zuglast*, so gilt

$$\sigma = \frac{P_1}{F} + \frac{P}{K\,W}\tanh(Kl) \quad [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{225}$$

$$f = \frac{P}{P_1}\left(l - \frac{\tanh(Kl)}{K}\right) \quad [\mathrm{mm}], \tag{226}$$

$$c = \frac{P_1}{l - \frac{\tanh(Kl)}{K}} \text{ [kp/mm]}, \tag{227}$$

F [mm²] Querschnitt des Federblattes,
tanh hyperbolischer Tangens,
K [mm⁻¹] Berechnungsbeiwert $= \sqrt{P_1/JE}$ mit J [mm⁴] als Trägheitsmoment des Federnquerschnitts, und E [kp/mm²] als Elastizitätsmodul des Federnwerkstoffs.

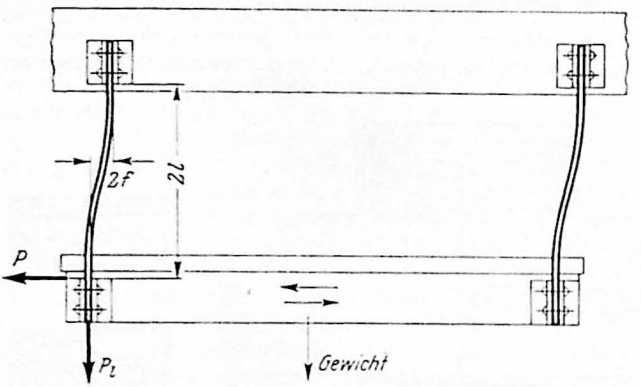


Bild 399. An Lenkerfedern aufgehängter Schwingtisch

Ist P_1 eine *Drucklast*, so gilt

$$\sigma = \frac{P_1}{F} + \frac{P}{K\,W}\tan(Kl) \text{ [kp/mm²]}, \tag{228}$$

$$f = \frac{P}{P_1}\left(l - \frac{\tan(Kl)}{K}\right) \text{ [mm]}, \tag{229}$$

$$c = \frac{P_1}{l - \frac{\tan(Kl)}{K}} \text{ [kp/mm]}, \tag{230}$$

tan Kreistangens.

Werkstoffe und zulässige Spannungen für Lenkerfedern wie für einfache Blattfedern.

4.4 Spiralfedern

Spiralfedern (Bild 400) sind meistens nach einer Archimedischen Spirale gewundene Biegungsfedern (Windungsabstand a konstant). Sie werden aus Runddraht oder Bändern hergestellt. Man verwendet sie als Arbeitsspeicher für Uhrwerke, Rücksteller der Zeiger elektrischer Meßinstrumente, Bindeglieder elastischer Kupplungen u. dgl. Betätigt wird entweder das äußere Federende (Bild 400a) oder das innere (Bild 400b).

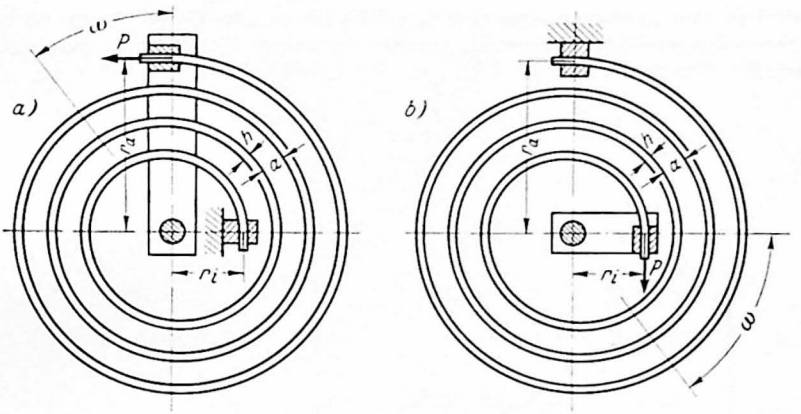


Bild 400. Spiralfedern
a) Außenbetätigung, b) Innenbetätigung

Berechnungsgleichungen:
bei Außenbetätigung

$$M = P r_a \text{ [kpmm]}, \tag{231.1}$$

bei Innenbetätigung

$$M = P r_i \text{ [kpmm]}. \tag{231.2}$$

Für beide Arten gilt:

$$\sigma_b = k \frac{M}{W} \leqq \text{zul}\sigma \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{232}$$

$$l = \frac{r_a^2 - r_i^2}{2\,n} \text{ [mm]}, \tag{233}$$

$$\omega = \frac{M\,l}{J\,E} \text{ [rad]}, \tag{234}$$

$$c = \frac{J\,E}{l} \text{ [kpmm/rad]}, \tag{235}$$

$$r_a = r_i + (h + a)i \text{ [mm]}, \tag{236}$$

M	[kpmm]	Biegemoment = Drehmoment,
k		Berichtigungsfaktor je nach Wickelverhältnis $w = 2r_i/h$ (Bild 401),
ω	[rad]	Verdrehungswinkel im Bogenmaß ($\omega^\circ = 57{,}3\ \omega$),
l	[mm]	gestreckte Länge der Windungen,
n	[mm]	Hilfsgröße $= (h + a)/2\pi$,
i		Zahl der Windungen.

Genau sind die Gleichungen für ω und c nur bei theoretisch unendlich kleinem Drehwinkel. Die Abweichungen bei endlichen Drehwinkeln sind jedoch nicht so erheblich, daß sie berücksichtigt werden müßten, es sei denn, eine Feder

wird so weit gespannt, daß sich ihre Windungen berühren. Dann müssen die Abweichungen durch Versuch ermittelt werden. Zulässige Biegespannungen wie für Blattfedern (siehe 4.3), ggf. beim Federnhersteller erfragen.

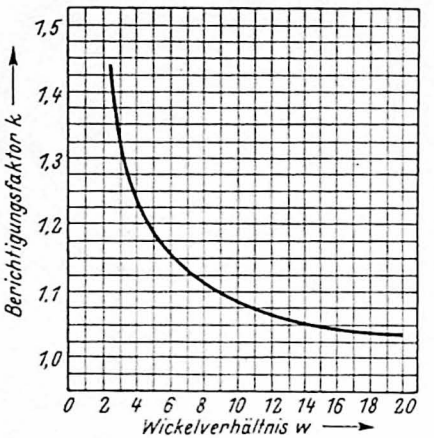


Bild 401. Berichtigungsfaktor k für gewundene Biegefedern nach DIN 2088

4.5 Schenkelfedern

Schenkelfedern sind gewundene, biegebeanspruchte *Schraubendrehungsfedern* (Bild 402). Gewöhnlich werden sie als Rückführer von Hebeln benutzt. Das eine Federende muß am Hebel, das andere am stillstehenden Lager eingehängt sein. In der Ausgangslage ist die Feder vorgespannt und drückt den Hebel gegen einen Anschlag. Auch Klinken werden oftmals von Schenkelfedern auf die Zähne eines Klinkenrades gedrückt (Bild 403).
Federn bis 12 mm Drahtdicke werden kalt, dickere wegen der sonst zu hohen Wickelkräfte warm gewickelt.

Berechnungsgleichungen gemäß DIN 2088:

$$M = P r \text{ [kpmm]}, \tag{237}$$

$$\sigma_b = k \frac{M}{W} \leqq \text{zul}\sigma \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{238}$$

bei $s \leqq D/4$:

$$l = D \pi i \text{ [mm]}, \tag{239.1}$$

bei $s > D/4$:

$$l = i \sqrt{(D\pi)^2 + s^2} \text{ [mm]}. \tag{239.2}$$

$$\omega = \frac{M l}{E J} \text{ [rad]}, \tag{240}$$

$$c = \frac{E J}{l} \text{ [kpmm/rad]}, \tag{241}$$

M	[kpmm]	Biegemoment der Feder = Drehmoment des Hebels,
W	[mm³]	Widerstandsmoment des Drahtquerschnitts gegen Biegung,
k		Berichtigungsfaktor je nach Wickelverhältnis $w = D/d$ (Bild 401)
ω	[rad]	Verdrehungswinkel im Bogenmaß ($\omega^\circ = 57{,}3\ \omega$),
l	[mm]	gestreckte Länge der Windungen ohne Schenkel,
J	[mm⁴]	Trägheitsmoment des Drahtquerschnitts,
i		Anzahl der Windungen im ungespannten Zustand,
s	[mm]	Steigung der Windungen im ungespannten Zustand.

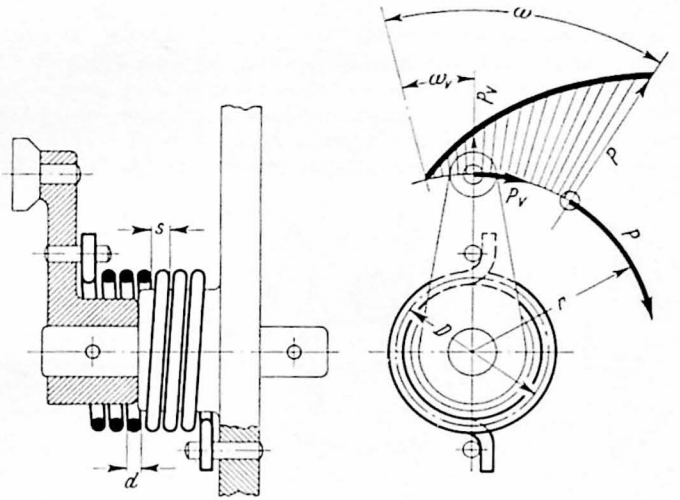


Bild 402. Gewundene Schenkelfeder als Rückzugsfeder für einen Schalthebel

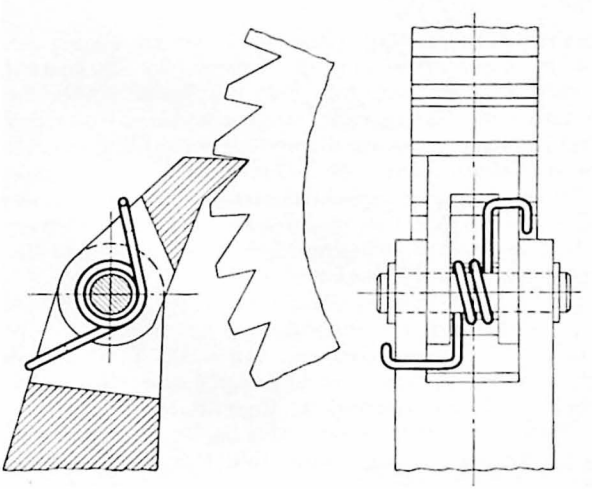


Bild 403. Schenkelfeder als Andrückefeder für eine Sperrklinke

Sind die Schenkel verhältnismäßig lang, so müssen sie in die Rechnung einbezogen werden, d. h., die Länge l ist um sie zu vergrößern. Das Moment soll nur in dem Drehsinn wirken, daß sich die Windungen zusammenziehen. Dadurch verkleinert sich der Windungsdurchmesser D. In welchem Maße, kann aus den nach D umgeformten Gleichungen 239 mit der im gespannten Zustand größeren Windungszahl $\max i$ und mit der konstant bleibenden Länge l berechnet werden. Es ist darauf zu achten, daß sich die Windungen nicht auf der Welle bzw. dem Bolzen festklemmen können (die Federwirkung hört auf!). Windungszunahme $\Delta i = \omega/2\pi$, so daß $\max i = i + \Delta i$.
Bei zügiger Beanspruchung kann gesetzt werden: $\text{zul}\sigma \approx 0{,}6\sigma_B$. Bei häufigen Laständerungen (bei dynamischer Beanspruchung) ist über die Gestaltfestigkeit beim Federnhersteller Rückfrage zu halten. Damit man sicher geht, daß die Federn den gestellten Anforderungen genügen, werden sie mit einem über dem Betriebsdrehmoment liegenden Moment $M_{\text{prüf}}$ geprüft.
Federn mit rechteckigem Drahtquerschnitt (Bild 404) haben ein Wickelverhältnis $w = D/h$.

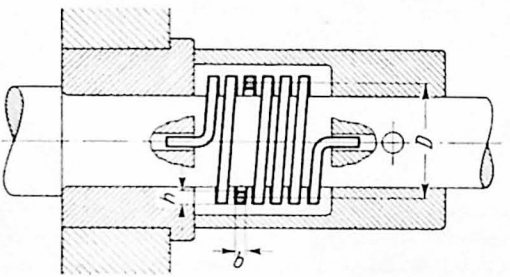


Bild 404. Schenkelfeder mit rechteckigem Querschnitt in einer elastischen Kupplung

4.6 Tellerfedern

Tellerfedern sind kegelförmige Ringscheiben (Bild 405), die zu Säulen geschichtet werden. Da sie in abgestuften Größen serienmäßig hergestellt werden, bieten sie besondere Vorteile dadurch, daß die Teller wahlweise zu verschieden steifen Federn aneinandergereiht werden können, ohne daß es der Anfertigung spezieller Federn für den jeweiligen Fall bedarf. Für geringe Kräfte und große Federwege behält jedoch die Schraubenfeder aus Draht ihre Vorrangstellung, da Tellerfedern eine verhältnismäßig »harte Kennlinie« besitzen. Ihre Anwendung erstreckt sich von Spannelementen für Wälzlager (Bild 406), Ventile (Bild 407) und Vorrichtungen (Bild 408) bis zur Abfederung von Maschinen, Fundamenten und Trägern.
Die Teller müssen innen durch einen Bolzen (Bild 409a) oder außen durch eine Buchse (Bild 409b) geführt werden (Innenführung bevorzugen!). Um einen schnellen Verschleiß der Führungsteile, an denen die Teller unter Schwinglasten reiben, zu vermeiden, sind harte Oberflächen ($HRc > 45$) an den führenden Teilen und Auflagen erforderlich. Es ist darauf zu achten, daß alle Teller mit ihren Rändern aufliegen und gleichmäßig vorgespannt werden, und daß die Säule nicht schief stehen kann (Bild 410). Der Lage der

Endteller gemäß Bild 409 ist der Vorzug zu geben, da die Teller auf dem Außenrand sicherer stehen und die Last breiter verteilen als auf dem Innenrand.

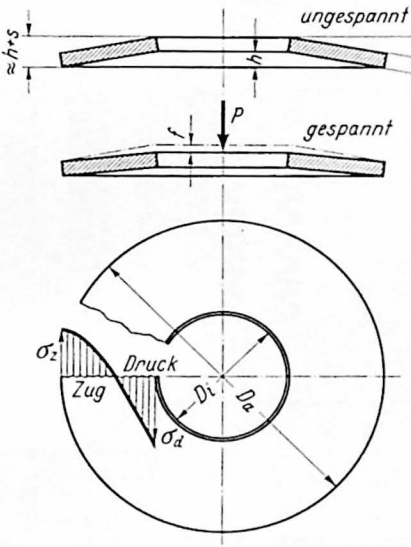


Bild 405. Einzelteller und dessen Biegebeanspruchung

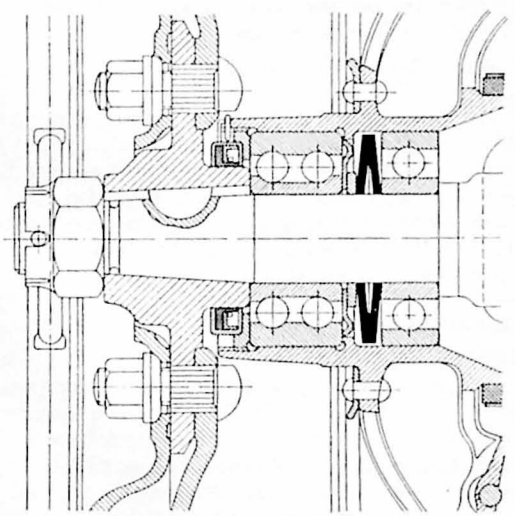


Bild 406. Federteller zum Längsspannen von Kugellagern in einer Radlagerung

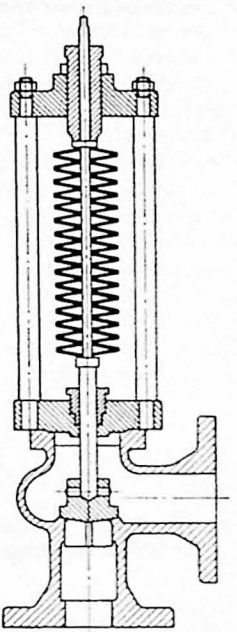


Bild 407. Tellerfeder in einem Überdruckventil

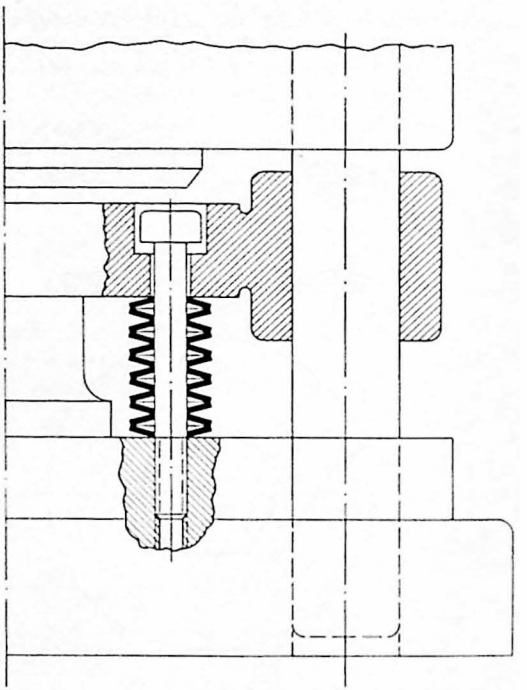


Bild 408. Tellerfeder im Säulengestell eines Schnittwerkzeugs

Die Last P dehnt die Teller außen und drückt sie innen zusammen. Es bleibt wie bei einfacher Biegebeanspruchung eine neutrale Faser, die jedoch nicht in der Querschnittsmitte liegt (Bild 405). Außerdem treten Radialspannungen auf, die unberücksichtigt bleiben können. Weil die Randspannungen den Durchfederungen nicht proportional folgen, sind die Kennlinien der Tellerfedern gekrümmt. Die theoretischen Kennlinien (Bild 411) hängen vom Verhältnis h/s ab. P_h ist die Federkraft eines plattgedrückten Tellers (bei $f = h$). Günstige Kegelwinkel sind $\alpha = 4 \cdots 7°$ (am besten 6,5°). Das Verhältnis s/D_a soll möglichst zwischen 0,03 und 0,06 liegen. Als größte Durchfederung wird meistens $f \leqq 0{,}75h$ gewählt.

Werkstoff der Federteller in der Regel 50 CrV 4, für Betriebstemperaturen von $100 \cdots 500°$ C 30 WCrV 17 9 und X 35 CrMo 17. Weiterhin kommen die unmagnetischen Legierungen Phosphorbronze und Berylliumbronze in Betracht. Diese Stoffe haben einen Elastizitätsmodul $E \approx 12000$ kp/mm², der gegenüber Stahlfedern die Steife um rund 50% senkt. In Tafel 115 sind die Abmessungen weicher und harter Stahlteller nach DIN 2093 angegeben.

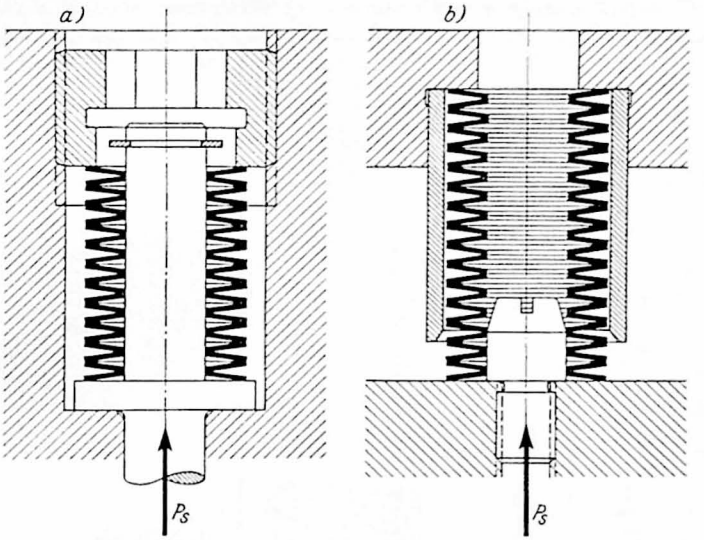


Bild 409. Führung der Federsäule
a) Innenführung, b) Außenführung

Berechnungsgleichungen für Einzelteller aus Federstahl:

$$P = 92\,300\,\frac{s\,f}{\alpha\,D_a^2}\,[(h-f)\,(h-0{,}5f)+s^2]\ \text{[kp]}, \tag{242}$$

$$\sigma_d = 92\,300\,\frac{f}{\alpha\,D_a^2}\,[\beta(h-0{,}5f)+\gamma s] \leqq \text{zul}\sigma\ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{243}$$

$$c = 92\,300\,\frac{s}{\alpha\,D_a^2}\,(h^2-3hf+1{,}5f^2+s^2)\ \text{[kp/mm]}, \tag{244}$$

s [mm] Tellerdicke,
h [mm] Kegeltiefe im ungespannten Zustand,
f [mm] Durchfederung des Tellers,
α, β, γ Kennwerte nach Bild 412.

Kombinationsmöglichkeiten zu Federsäulen veranschaulicht Bild 413. Für diese ergeben sich folgende Belastungen und Durchfederungen:

1. gleiche, wechselsinnig geschichtete Teller (Bild 413a)

$$P_s = P\ \text{[kp]}, \tag{245.1}$$

$$f_s = w f\ \text{[mm]}, \tag{245.2}$$

2. gleiche, gleichsinnig geschichtete Teller (Bild 413b)

$$P_s = g\,P\ \text{[kp]}, \tag{246.1}$$

$$f_s = f\ \text{[mm]}, \tag{246.2}$$

Tafel 115. Tellerfedern aus Federstahl mit $E = 21000$ kp/mm² (nach DIN 2093)

		Reihe A: Harte Federn			Reihe B: Weiche Federn		
D_a [mm]	D_i [mm]	s [mm]	h [mm]	P bei $f \approx 0{,}75\,h$ [kp]	s [mm]	h [mm]	P bei $f \approx 0{,}75\,h$ [kp]
8	4,2	0,4	0,2	21	0,3	0,25	12
10	5,2	0,5	0,25	34	0,4	0,3	21
12,5	6,2	0,7	0,3	66	0,5	0,35	30
14	7,2	0,8	0,3	80	0,5	0,4	29
16	8,2	0,9	0,35	105	0,6	0,45	42
18	9,2	1	0,4	130	0,7	0,5	58
20	10,2	1,1	0,45	155	0,8	0,55	77
22,5	11,2	1,25	0,5	195	0,8	0,65	73
25	12,2	1,5	0,55	300	0,9	0,7	88
28	14,2	1,5	0,65	290	1	0,8	115
31,5	16,3	1,75	0,7	400	1,25	0,9	195
35,5	18,3	2	0,8	530	1,25	1	175
40	20,4	2,25	0,9	650	1,5	1,15	270
45	22,4	2,5	1	790	1,75	1,3	370
50	25,4	3	1,1	1250	2	1,4	490
56	28,5	3	1,3	1150	2	1,6	460
63	31	3,5	1,4	1550	2,5	1,75	740
71	36	4	1,6	2100	2,5	2	690
80	41	5	1,7	3500	3	2,3	1100
90	46	5	2	3200	3,5	2,5	1450
100	51	6	2,2	4900	3,5	2,8	1350
112	57	6	2,5	4600	4	3,2	1850
125	64	8	2,6	8700	5	3,5	3100
140	72	8	3,2	8700	5	4	2850
160	82	10	3,5	14000	6	4,5	4100
180	92	10	4	13000	6	5,1	3900
200	102	12	4,2	19500	8	5,6	7900
225	112	12	5	18000	8	6,5	7200
250	127	14	5,6	25500	10	7	12000

3. gleiche, wechselsinnig paketweise geschichtete Teller (Bild 413c)

$$P_s = g\,P \text{ [kp]}, \tag{247.1}$$

$$f_s = w\,f \text{ [mm]}, \tag{247.2}$$

4. verschiedene, wechselsinnig geschichtete Teller (Bild 413d)

$$P_s = P \text{ [kp]}, \tag{248.1}$$

$$f_s = w_1 f_1 + w_2 f_2 + w_3 f_3 + \cdots \text{ [mm]}, \tag{248.2}$$

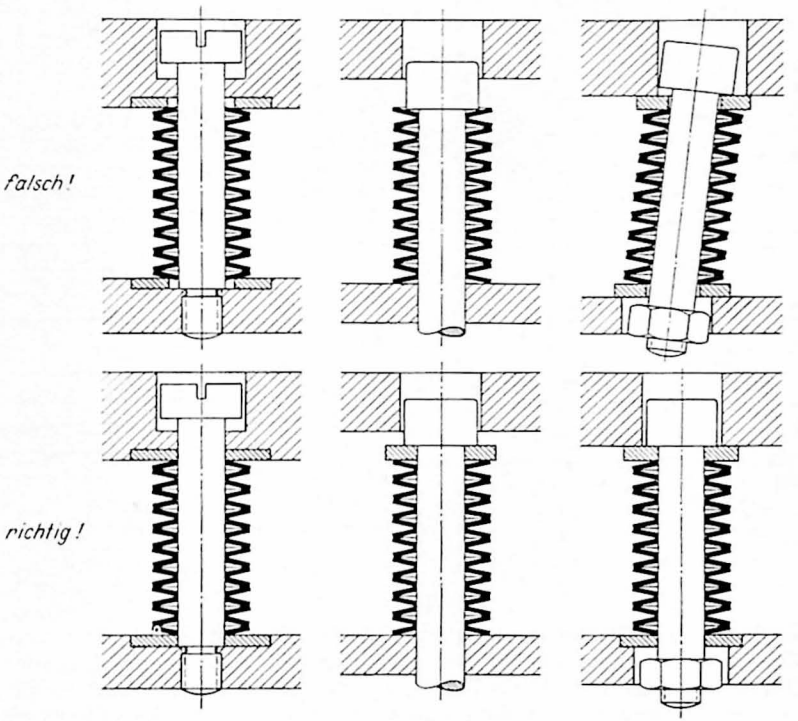


Bild 410. Falsche und richtige Gestaltung von elastischen Verbindungen mit Tellerfedern

5. verschiedene, wechselsinnig paketweise geschichtete Teller (Bild 413e)

$$P_s = g_1 P_1 = g_2 P_2 = g_3 P_3 = \cdots \text{ [kp]}, \tag{249.1}$$

$$f_s = w_1 f_1 + w_2 f_2 + w_3 f_3 + \cdots \text{ [mm]}, \tag{249.2}$$

P_s [kp]	Belastung der Federsäule,
$P \cdots P_n$ [kp]	Belastung eines Tellers,
f_s [mm]	Durchfederung der Federsäule,
$f \cdots f_n$ [mm]	Durchfederung eines Tellers,
$w \cdots w_n$	Anzahl gleicher, wechselsinnig geschichteter Teller bzw. Federpakete (ein Paket besteht aus gleichsinnig ineinandergelegten gleichen Tellern),
$g \cdots g_n$	Anzahl der gleichsinnig geschichteten gleichen Teller in einem Federpaket.

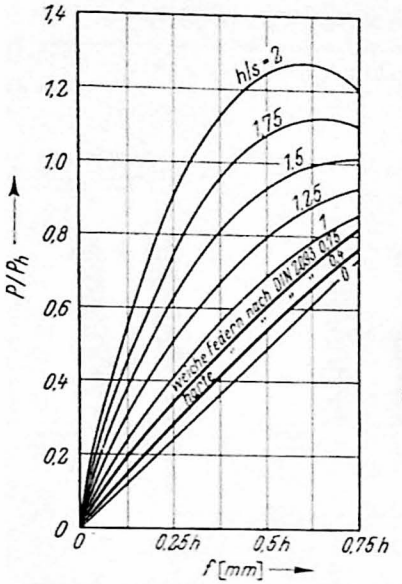


Bild 411. Theoretische Kennlinien von Einzeltellern nach DIN 2092

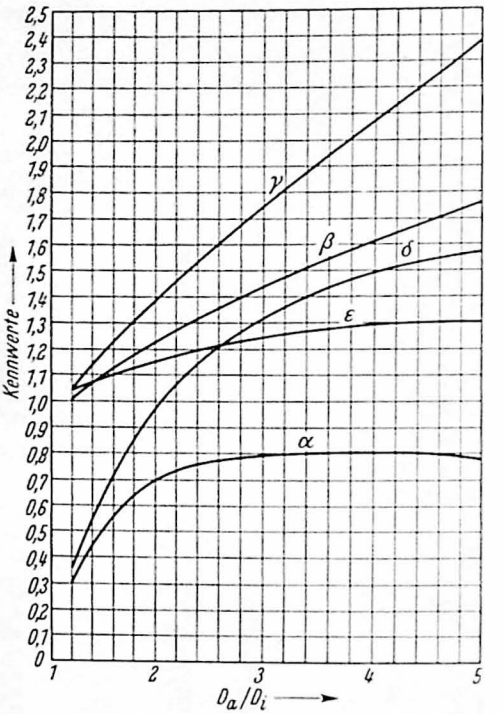


Bild 412. Kennwerte für Federteller

In Säulen mit Tellern verschiedener Dicke oder mit Paketen verschiedener Tellerzahl erreichen die dünnen Teller bzw. Pakete zuerst ihre maximale Durchfederung! Die Säulenbelastung P_s soll einzelne Teller nicht plattdrücken. Geschieht dies dennoch, so ergeben sich, da die plattgedrückten Teller nicht mehr federn, geknickte Kennlinien für die Säulen (Bild 414). Der obere Linienzug stellt die Belastung, der untere die Entlastung dar. Die gestrichelte Kennlinie ist der theoretische, rechnerische Mittelwert. Bei einfacher, wechselsinniger Schichtung der Teller beträgt die Abweichung vom Mittelwert $\pm 3\%$ (+ für Belastung, − für Entlastung). Bei Federpaketen ist für jeden Teller des Pakets mit $\pm 3\%$ zu rechnen, d.h. bei 5 Tellern in einem Paket mit $\pm 15\%$, weil sich die Teller im Paket aneinander reiben.

Bei ruhender Beanspruchung ist die Lastgrenze im allgemeinen mit $f = 0{,}75h$ festgelegt. Hierbei ergeben sich Spannungen von $\sigma_d = 200 \cdots 250\,\mathrm{kp/mm^2}$. Man kann aber unbedenklich $\sigma_d = 280\ \mathrm{kp/mm^2}$ zulassen. Bei dynamischer Beanspruchung kann auf eine Oberspannung $\sigma_{do} \approx 180\ \mathrm{kp/mm^2}$ gegangen werden, u.U. sogar bis auf 250 kp/mm². Bei reiner Schwellbeanspruchung ertragen die Teller Spannungen bis $\sigma_{do} \approx 175\ \mathrm{kp/mm^2}$. Oberspannungen bis 250 kp/mm² sind möglich, wenn die Differenz zwischen Ober- und Unterspannung nicht mehr als 80 kp/mm² beträgt. In Bild 415 ist die Gestalt-

festigkeit für den äußeren, unteren Tellerrand aufgetragen, weil von diesem ein Dauerbruch ausgehen würde (gefährliche Zugbeanspruchung!).

Die Zugspannung an dieser Stelle ist zu errechnen aus

$$\sigma_z = \frac{f}{\delta \, D_a^2} [\varepsilon(h - 0{,}5f) + s] \ [\mathrm{kp/mm^2}], \tag{250}$$

δ, ε Kennwerte nach Bild 412.

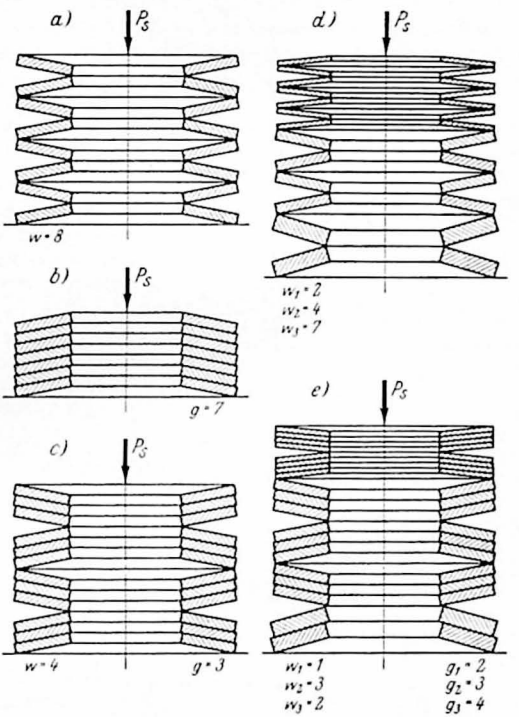


Bild 413. Schichtung der Federteller zu Säulen
a) gleiche Teller wechselsinnig, b) gleiche Teller gleichsinnig, c) gleiche Teller paketweise wechselsinnig, d) verschieden dicke Teller wechselsinnig, e) verschieden dicke Teller paketweise wechselsinnig

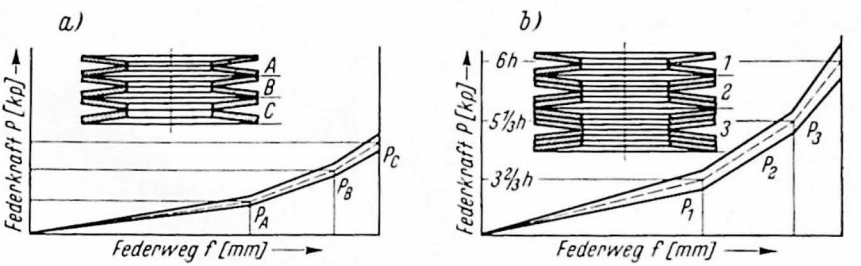


Bild 414. Kennlinien von Federsäulen (nach DIN 2092)
a) bei verschieden dicken Tellern, b) bei verschieden dicken Federpaketen, die gleiche Teller enthalten

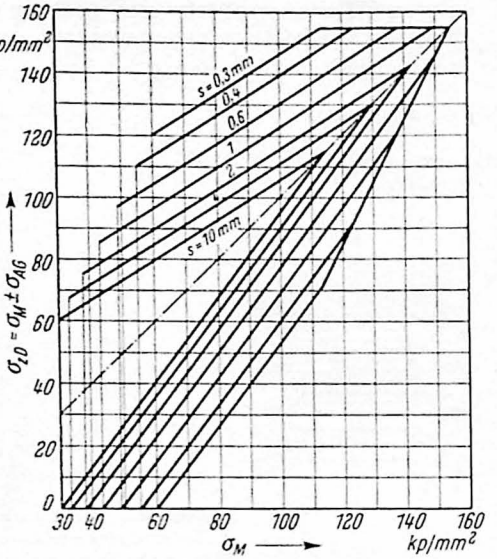


Bild 415. Gestaltfestigkeit von Federtellern aus 50 CrV 4 am äußeren, unteren Rand

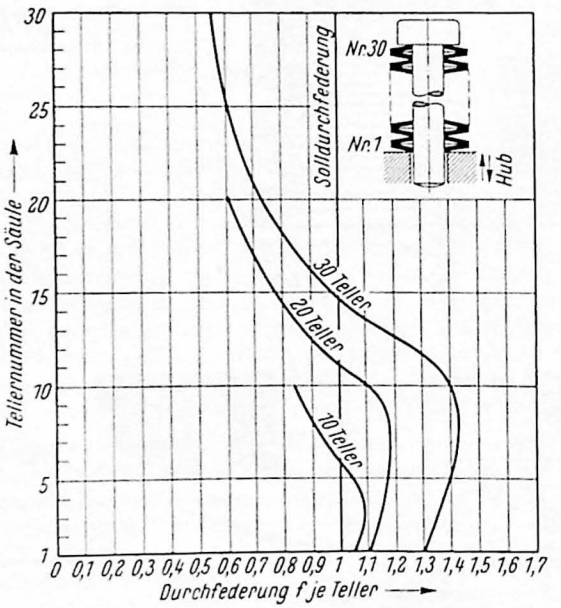


Bild 416. Durchfederung der einzelnen Teller in längeren Säulen

Berechnung der Sicherheit gegen Dauerbruch nach Gleichung 24.1.

In längeren Federsäulen macht sich die Reibung am Führungsbolzen stark bemerkbar. Sie führt zu einer ungleichmäßigen Durchfederung der einzelnen Teller (Bild 416). Da sich die Gestaltfestigkeit (Bild 415) auf Einzelteller bezieht, muß sie, wenn die Feder unabhängig von der Kraft mit einem bestimmten Hub arbeitet, je nach Säulenlänge (Tellerzahl) rechnerisch abgemindert werden. In welcher Höhe dies erforderlich ist, geht aus Bild 416 hervor (Solldurchfederung des Einzeltellers = 1 gesetzt). Wird die Säule mit einer bestimmten Kraft belastet, dann federt sie infolge der Reibung an den Führungen entsprechend weniger durch als sich aus der Rechnung ergibt. Eine rechnerische Abminderung der Gestaltfestigkeit ist dann nicht erforderlich.

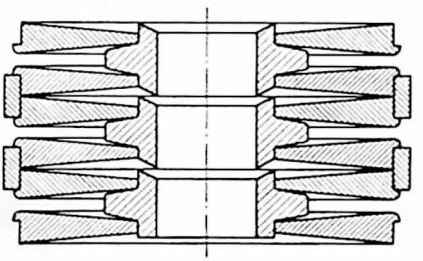


Bild 417. Tellerfedersäule aus trapezförmigen Tellern

In Sonderfällen werden auch Federteller mit Trapezquerschnitt (Bild 417) angewendet. Die Querschnittsverjüngung am Innenkreis bewirkt eine gleichmäßigere Spannungsverteilung. Durch die mögliche Heraufsetzung der Höchstspannung können sie weiter durchfedern. Des hohen Preises wegen werden sie nur vorgesehen, wenn sich auf andere Weise die gewünschten Eigenschaften nicht erreichen lassen.

4.7 Drehstabfedern

Die einfachste Drehungsfeder ist die *runde Stabfeder* (Bild 418). Sie wird z. B. als Drehschwingungsdämpfer angewendet (Schwingachsen). Weiterhin findet man sie in Drehkraftmessern, Drehmomentenschlüsseln und elastischen Wellenkupplungen. Zum Einspannen sind die Enden entsprechend ausgebildet. Mit der Kerbverzahnung (Bild 418e) ist eine Feineinstellung von Zahn zu Zahn möglich. Wegen der Kerbwirkungen an der Einspannstelle werden die Federenden verstärkt und die Übergänge gut gerundet. Bei dynamischen Beanspruchungen empfiehlt sich eine Oberflächenverdichtung durch Nachwalzen (Nachdrücken) oder Kugelstrahlen. Werkstoff der Federn meistens 50 CrV 4. Stabdurchmesser siehe Tafel 111.

Berechnungsgleichungen nach DIN 2091:

$$\tau = \frac{M_t}{W_P} \leqq \text{zul}\tau \ [\text{kp/mm}^2], \tag{251}$$

$$\omega = \frac{M_t\, l}{G\, J_p} \text{ [rad]}, \tag{252}$$

$$c = \frac{G\, J_p}{l} \text{ [kpmm/rad]}, \tag{253}$$

M_t	[kpmm]	Drehmoment,
l	[mm]	federnde Länge,
W_p	[mm³]	polares Widerstandsmoment $\approx 0{,}2d^3$,
J_p	[mm⁴]	polares Trägheitsmoment $\approx 0{,}1d^4$.

In Bild 419 ist der zulässige Spannungsausschlag $\text{zul}\tau_a$ bei einer Mittelspannung $\tau_m = 35$ kp/mm² aufgetragen.

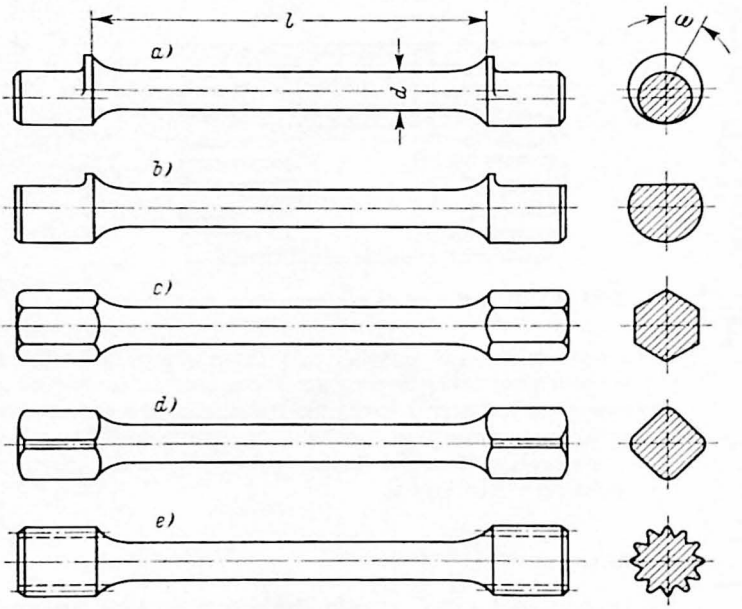


Bild 418. Runde Drehstabfedern mit verschiedenen Einspannenden
a) Exzenter, b) Anflächung, c) Sechskant, d) Vierkant,
e) Kerbzverzahnung

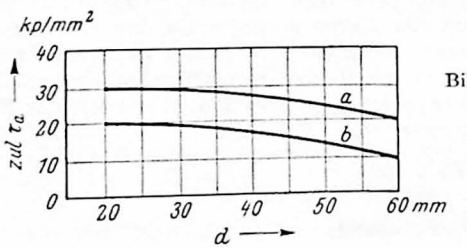


Bild 419. Zulässiger Spannungsausschlag von runden Drehfedern aus 50 CrV 4 bei $\tau_m = 35$ kp/mm² (nach DIN 2091)
a Oberfläche geschliffen,
b Oberfläche verdichtet

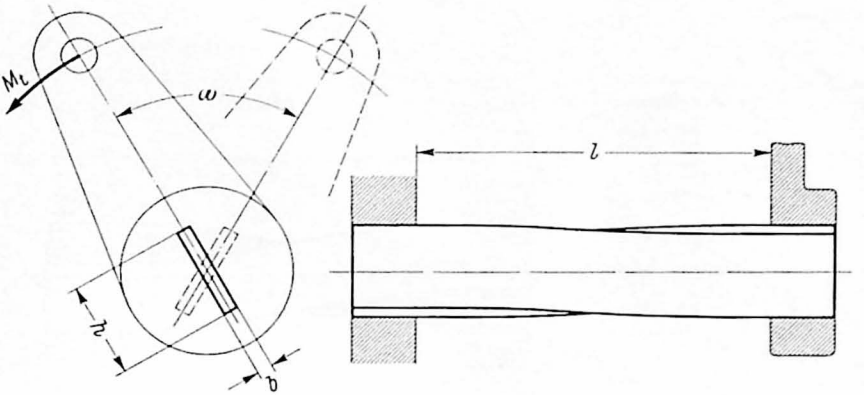


Bild 420. Rechteckige Drehstabfeder (schematisch)

Bild 420 zeigt die Arbeitsweise einer *rechteckigen Drehstabfeder*. Als Widerstandsmoment und als Trägheitsmoment darf nicht mehr das jeweils polare eingesetzt werden, da die Spannungsverteilung über den Querschnitt ungleichmäßig ist, sondern:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \leqq \text{zul}\tau \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{254}$$

$$\omega = \frac{M_t\, l}{G\, J_t} \ \text{[rad]}, \tag{255}$$

$$c = \frac{G\, J_t}{l} \ \text{[kpmm/rad]}, \tag{256}$$

W_t [mm³] Widerstandsmoment gegen Verdrehung $= \eta h b^2$ (Tafel 116),
J_t [mm⁴] Trägheitsmoment gegen Verdrehung $= \zeta h b^3$ (Tafel 116).

Tafel 116. Beiwerte zur Berechnung von W_t und J_t

h/b	1	1,5	2	3	4	5	6	8	10	∞
η	0,208	0,231	0,246	0,267	0,282	0,290	0,299	0,307	0,313	0,333
ζ	0,140	0,196	0,229	0,263	0,281	0,290	0,299	0,307	0,313	0,333

In neuerer Zeit werden anstelle der runden Stabfedern *geschichtete rechteckige Drehstabfedern* (Bild 421) bevorzugt, da sie weniger Einbauraum benötigen. In derartigen Federn treten verwickelte Spannungsverhältnisse auf, und zwar kommen zur Torsionsbeanspruchung noch Biege- und Zugspannungen hinzu. Lediglich das Mittelblatt unterliegt einem einfacheren Spannungszustand. Aus diesen Gründen ist nur eine grobe Näherungsrechnung unter Vernachlässigung der Zusatzspannungen möglich:

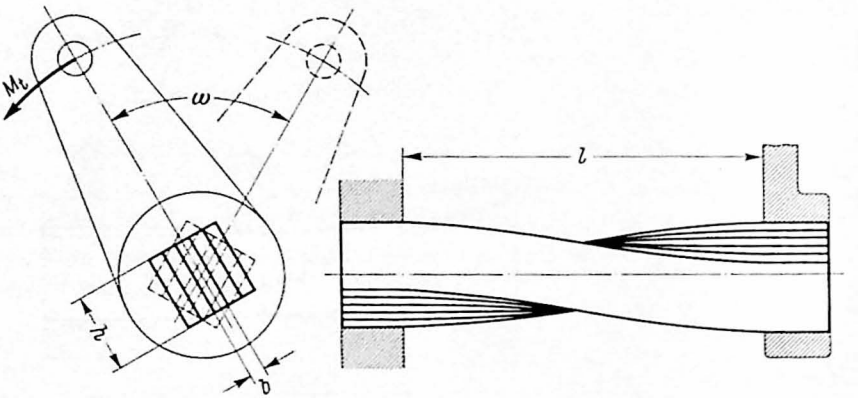


Bild 421. Geschichtete Drehstabfeder (schematisch)

$$\tau \approx \frac{M_t}{z W_t} \leqq \text{zul}\tau \ [\text{kp/mm}^2], \tag{257}$$

$$\omega \approx \frac{M_t\, l}{z\, G\, J_t} \ [\text{rad}], \tag{258}$$

$$c \approx \frac{z\, G\, J_t}{l} \ [\text{kpmm/rad}], \tag{259}$$

z Anzahl der Federblätter.

Die Gleichungen 257 $\cdots$ 259 dürfen nur bei $h/b < 5$ benutzt werden. Beim Betätigen einer geschichteten Drehstabfeder reiben sich die Blätter aneinander (starke Dämpfung!). Das führt zu Verletzungen der Oberfläche, die die Gestaltfestigkeit der Blätter herabsetzen. Die zulässigen Spannungen (beim Hersteller erfragen) sind dementsprechend niedriger.

4.8 Zylindrische Druck- und Zugfedern

4.8.1 Kaltgeformte Druckfedern aus Runddraht

Aus Runddraht gewickelte *zylindrische Druckfedern* kommen am häufigsten vor. Sie werden z. B. als Spann- und Rückholfedern, Ventilfedern (Bild 422), zur Kraftmessung, Kraftbegrenzung u. dgl. eingesetzt. Bild 423 zeigt Ausführungen nach DIN 2095.

Bild 422. Druckfeder aus Runddraht in einem Pumpenventil

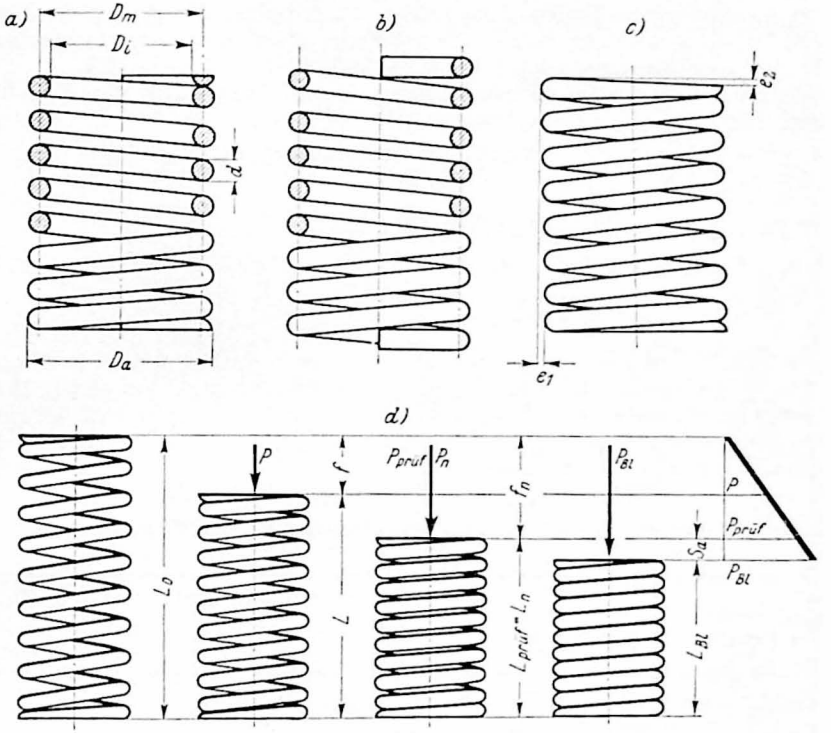


Bild 423. Kaltgeformte Druckfedern
a) Endwindungen angelegt und geschliffen, b) Endwindungen angelegt, c) Formabweichungen, d) Belastungen und Federwege

Bis 10 mm Drahtdurchmesser werden die Federn kaltgeformt, zwischen 10 und 17 mm kalt oder warm, je nach Werkstoff, Fertigungsverfahren und Höhe der Beanspruchung (Kalt- oder Warmformung mit Hersteller vereinbaren!). Genormte Drahtdurchmesser d siehe Tafel 110.

DIN 2095 führt aus: »Die zur Überleitung der Federkraft auf die Anschlußkörper dienenden Federenden sind so auszubilden, daß einseitige Beanspruchungen des federnden Teiles von der Stirnseite her möglichst vermieden werden. Dies wird im allgemeinen erreicht durch Verminderung der Steigung an je einer auslaufenden Windung. Um rechtwinklig zur Federachse liegende ausreichende Anlageflächen der Feder zu erhalten, werden die Drahtenden bis auf etwa $d/4$ abgeschliffen. Unter $d = 0{,}5$ mm werden die Endwindungen in der Regel nicht plangeschliffen.

Bei Druckfedern, insbesondere solchen, die häufigen Lastwechseln unterliegen, ist anzustreben, daß die Endpunkte der auslaufenden Windungen um etwa 180° gegeneinander versetzt liegen, daß also jeweils $4^1/_2$, $5^1/_2$, $6^1/_2$ usw. Gesamtwindungen vorhanden sind.«

Da die angelegten Enden nicht federn, ist zwischen der *Anzahl der Gesamtwindungen* i_g und der *Anzahl der federnden Windungen* i_f zu unterscheiden. In den Ausführungen nach DIN 2095 (Bild 423) ist $i_g = i_f + 1{,}5$.
Wenn alle Windungen aneinanderliegen (sich berühren), hat eine Druckfeder ihre *Blocklänge* L_{Bl}. Diese beträgt

1. bei angelegten und geschliffenen Endwindungen (Bild 423a)

$$L_{Bl} \leqq i_g d \text{ [mm]}, \tag{260.1}$$

2. bei angelegten Endwindungen (Bild 423b)

$$L_{Bl} \leqq (i_g + 1{,}5) d \text{ [mm]}, \tag{260.2}$$

d [mm] Drahtdurchmesser (Tafel 110),
i_g Anzahl der Gesamtwindungen.

Druckfedern dürfen im Betrieb nicht so weit durchgefedert werden, daß ihre Windungen aneinanderliegen (die Federwirkung hört auf!). Bei der Betriebslast und bei der Prüflast muß zwischen den Windungen Spiel bleiben. Die *Summe* S_a *dieser Mindestabstände* in einer Druckfeder (siehe Bild 423d) ist nach Tafel 117 festzulegen.

Tafel 117. Summe S_a der Mindestabstände zwischen den Windungen (nach DIN 2095)

d [mm]	S_a [mm]	$\varkappa$ bei Wickelverhältnis $w = D_m/d$			
		4 bis 6	über 6 bis 8	über 8 bis 12	über 12
0,07 bis 0,5	$0{,}5d + \varkappa d^2 i_f$	0,50	0,75	1,00	1,50
über 0,5 bis 1,0	$0{,}4d + \varkappa d^2 i_f$	0,20	0,40	0,60	1,00
über 1,0 bis 1,6	$0{,}3d + \varkappa d^2 i_f$	0,05	0,15	0,25	0,40
über 1,6 bis 2,5	$0{,}2d + \varkappa d^2 i_f$	0,035	0,10	0,20	0,30
über 2,5 bis 4,0	$1 + \varkappa d^2 i_f$	0,02	0,04	0,06	0,10
über 4,0 bis 6,3	$1 + \varkappa d^2 i_f$	0,015	0,03	0,045	0,06
über 6,3 bis 10	$1 + \varkappa d^2 i_f$	0,01	0,02	0,030	0,04
über 10 bis 17	$1 + \varkappa d^2 i_f$	0,005	0,01	0,018	0,022

Die *Federlängen* unter verschiedenen Belastungen ergeben sich aus folgenden Gleichungen:

1. *Länge unter der Prüflast* $P_{\text{Prüf}} = P_{\text{n}}$ (P_{n} = höchste Last)

$$L_{\text{prüf}} = L_{\text{n}} = L_{\text{Bl}} + S_{\text{a}} \text{ [mm]}, \tag{261.1}$$

Tafel 118. Zulässige Abweichungen für kaltgeformte Druckfedern (nach DIN 2095 und 2097)

D_{m} [mm]	Zulässige Abweichung von D_{m} [mm] bei Wickelverhältnis $w = D_{\text{m}}/d$					
	grob		mittel		fein	
	4 bis 8	über 8 bis 15	4 bis 8	über 8 bis 15	4 bis 8	über 8 bis 15
2,5 bis 4	±0,3	±0,4	±0,15	±0,2	±0,1	±0,1
über 4 bis 6,3	±0,4	±0,5	±0,2	±0,25	±0,1	±0,15
über 6,3 bis 10	±0,5	±0,6	±0,25	±0,3	±0,15	±0,15
über 10 bis 16	±0,6	±0,7	±0,3	±0,35	±0,15	±0,2
über 16 bis 25	±0,7	±0,9	±0,35	±0,45	±0,2	±0,25
über 25 bis 40	±1,0	±1,2	±0,5	±0,6	±0,25	±0,3
über 40 bis 63	±1,5	±2,0	±0,8	±1,0	±0,4	±0,5
über 63 bis 100	±2,3	±3,0	±1,2	±1,5	±0,6	±0,8
über 100 bis 160	±3,5	±4,6	±1,8	±2,3	±0,9	±1,2

L_0 [mm]	Zulässige Abweichung von L_0 [mm] bei Wickelverhältnis $w = D_{\text{m}}/d$					
	grob		mittel		fein	
	4 bis 12	über 12	4 bis 12	über 12	4 bis 12	über 12
bis 4	±0,5	±0,6	±0,3	±0,3	±0,15	±0,15
über 4 bis 6,3	±0,6	±0,7	±0,3	±0,4	±0,15	±0,2
über 6,3 bis 10	±0,7	±0,8	±0,4	±0,4	±0,2	±0,2
über 10 bis 16	±0,8	±1,0	±0,4	±0,5	±0,2	±0,3
über 16 bis 25	±1,0	±1,3	±0,5	±0,7	±0,3	±0,4
über 25 bis 40	±1,3	±1,8	±0,7	±0,9	±0,4	±0,5
über 40 bis 63	±1,9	±2,5	±1,0	±1,3	±0,5	±0,7
über 63 bis 100	±2,5	±3,5	±1,3	±1,8	±0,7	±0,9
über 100 bis 160	±4,0	±5,5	±2,0	±2,8	±1,0	±1,4
über 160 bis 250	±6,4	±8,5	±3,2	±4,3	±1,6	±2,2
über 250 bis 400	±10	±13	±5,0	±6,5	±2,5	±3,5
über 400 bis 630	±15	±20	±7,5	±10	±4,0	±5,0

d [mm]	Zulässige Abweichung von P [%] bei einer Windungszahl i_{t}								
	grob			mittel			fein		
	2 bis 4	über 4 bis 10	über 10	2 bis 4	über 4 bis 10	über 10	2 bis 4	über 4 bis 10	über 10
über 0,5 bis 1	±30	±24	±19	±16	±13	±11	±13	±10	±8
über 1 bis 1,6	±24	±20	±16	±14	±12	±10	±10	± 9	±7
über 1,6 bis 2,5	±21	±17	±14	±13	±11	± 9	± 9	± 7	±6
über 2,5 bis 4,0	±18	±15	±12	±12	±10	± 8	± 8	± 6	±5
über 4,0 bis 6,3	±16	±13	±10	±11	± 9	± 7	± 7	± 6	±5
über 6,3 bis 10	±14	±11	± 9	±10	± 8	± 7	± 7	± 5	±4
über 10 bis 17	±12	±10	± 8	± 9	± 7	± 6	± 6	± 5	±4

Gütegrad	grob	mittel	fein
e_1	$0{,}08\,L_0$ (4,6°)	$0{,}04\,L_0$ (2,3°)	$0{,}02\,L_0$ (1,15°)
e_2	$0{,}06\,D_{\text{a}}$	$0{,}03\,D_{\text{a}}$	$0{,}015\,D_{\text{a}}$

2. *Ungespannte Länge* (Länge der unbelasteten Feder)

$$L_0 = L_n + f_n \text{ [mm]}, \tag{261.2}$$

3. *Länge unter einer beliebigen Last* $P \leqq P_n$ (z. B. Betriebslast P_1, $P_2 \ldots$)

$$L = L_0 - f \text{ [mm]}, \tag{261.3}$$

f [mm] Durchfederung $= P/c$.

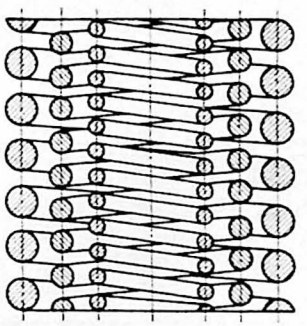


Bild 424. Druckfedersatz

Die zulässigen Toleranzen für Federn erstrecken sich auf den Windungsdurchmesser D_m, die ungespannte Länge L_0, die Federkraft P, die Abweichung e_1 der Federachse von der Senkrechten und die Abweichung e_2 von der Parallelität der Federstirnen (Bild 423c) in den Gütegraden *grob*, *mittel* und *fein* (Tafel 118), die entspr. vorzuschreiben sind.

Wenn eine große Federsteife bei kleinem Einbauraum erforderlich ist, kann man auch einen *Schraubenfedersatz* vorsehen (Bild 424). Er enthält mehrere, ineinandergeschachtelte Druckfedern gleicher Länge. Um die Beanspruchung in allen Federn des Satzes bis an die zulässige Grenze auszunutzen, muß die Innenfeder den kleinsten Drahtdurchmesser erhalten. Für Federsätze werden die Federn abwechselnd rechts und links gewickelt, die Außenfeder meistens rechts. Die Federsteife des Satzes ist zu errechnen aus

$$c_{satz} = c_1 + c_2 + \cdots c_n \text{ [kp/mm]}, \tag{262}$$

wenn $c_1 \cdots c_n$ die einzelnen Federsteifen bedeuten.

4.8.2 Warmgeformte Druckfedern aus Rundstäben

In Bild 425 sind zwei warmgeformte Druckfedern nach DIN 2096 dargestellt. Bis $d = 12{,}5$ mm Stabdurchmesser werden die Enden aus dem Vollen geschliffen, darüber hinaus angeschmiedet und plangeschliffen. Für die Windungszahlen und für Federsätze gilt das in 4.8.1 für kaltgeformte Druckfedern Gesagte.

Die *Blocklänge* beträgt

1. bei aus dem Vollen geschliffenen Enden (Bild 425a)

$$L_{Bl} \leqq (i_g - 0{,}3)d \text{ [mm]}, \tag{263.1}$$

2. bei ausgeschmiedeten und geschliffenen Enden (Bild 425b)

$$L_{Bl} \leqq (i_g - 0{,}4)d \text{ [mm]}. \tag{263.2}$$

Summe S_a der Mindestabstände zwischen den Windungen:

$$S_a \approx 0{,}17 d\, i_f \text{ [mm]}, \tag{264}$$

d [mm] Stabdurchmesser (Tafel 111).

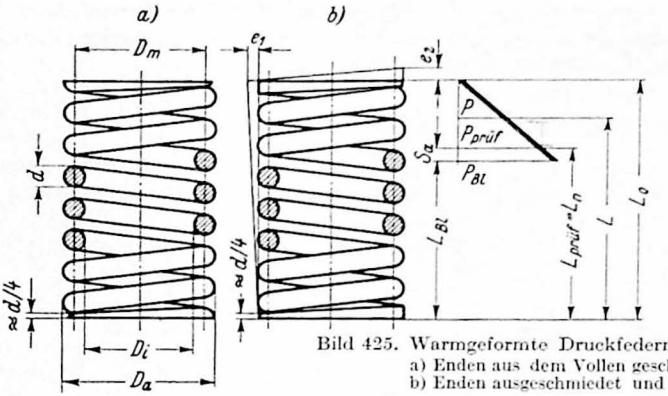


Bild 425. Warmgeformte Druckfedern
a) Enden aus dem Vollen geschliffen,
b) Enden ausgeschmiedet und geschliffen

Tafel 119. Zulässige Abweichungen für warmgeformte Druckfedern (nach DIN 2096)

D_m [mm]	Zulässige Abweichung von D_m [mm]	
	Federn aus gewalzten Stäben	Federn aus geschliffenen Stäben
bis 50	±1	±0,5
über 50 bis 80	±1,3	±0,8
über 80 bis 100	±1,5	±1
über 100 bis 160	±1,8	±1,3
über 160 bis 200	±2	±1,5
über 200 bis 250	±2,5	±1,8
über 250 bis 315	±3	±2
über 315 bis 400	±4	±2,5
Windungen	Zulässige Abweichungen von P oder f [%]	
	Federn aus gewalzten Stäben	Federn aus geschliffenen Stäben
bis $3^1/_2$	±15	±12
über $3^1/_2$ bis $8^1/_2$	±10	± 7
über $8^1/_2$	± 7,5	± 5
L_0	+4% −1%	
e_1	±0,03 L_0	
e_2	±0,025 D_a	

Für die Federlängen unter der Prüflast $P_{Prüf} = P_n$, der Betriebslast P und für die ungespannte Länge gelten die Gleichungen 261. Zulässige Abweichungen für warmgeformte Druckfedern siehe Tafel 119.

4.8.3 Zylindrische Zugfedern aus Runddraht

Die beispielsweise Ausführung einer *Zugfeder mit angebogenen Ösen* gibt Bild 426 wieder. Die Feder ist mit aneinanderliegenden Windungen unter Vorspannung gewickelt. Erst wenn die Feder mit einer Kraft $P > P_V$ belastet wird, beginnt die Federung und es tritt Windungsspiel auf (P_V Vorspannkraft).

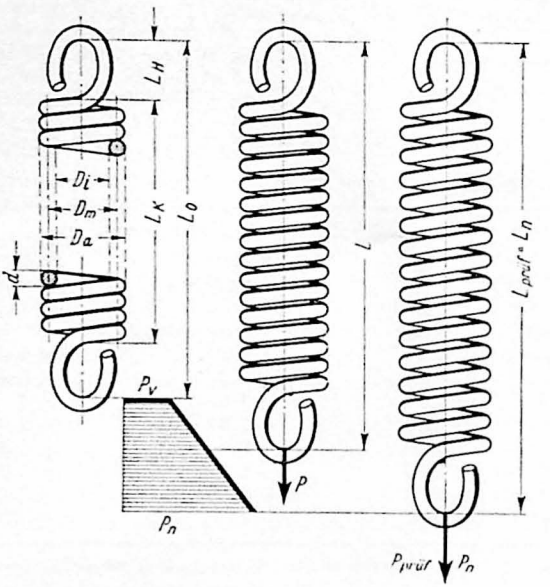


Bild 426. Unter Vorspannung gewickelte Zugfeder

Bis 17 mm Drahtdurchmesser werden Zugfedern in der Regel aus Federstahldraht unter Vorspannung kaltgeformt, darüber hinaus (bei hoher Beanspruchung auch bereits ab $d = 10$ mm) warmgewickelt und schlußvergütet (nach dem Wickeln vergütet). Durch das Schlußvergüten verlieren die Federn ihre Vorspannung. Genormte Draht- und Stabdurchmesser siehe Tafeln 110 und 111.

Ösenformen nach DIN 2097 sind in Bild 427 dargestellt. Die Ösen einer Feder stehen entweder fluchtend zueinander oder um 90° versetzt. Bei Federn mit angebogenen Ösen (Bilder 427a bis h) ist $i_f = i_g$, mit Anschlußkörpern (Bilder 427i bis m) ist $i_f < i_g$. Die federnden Windungen beginnen nach Verlassen der Anschlußkörper. Die *ganze Deutsche Öse* (Bild 426, Bild 427b) wird bevorzugt.

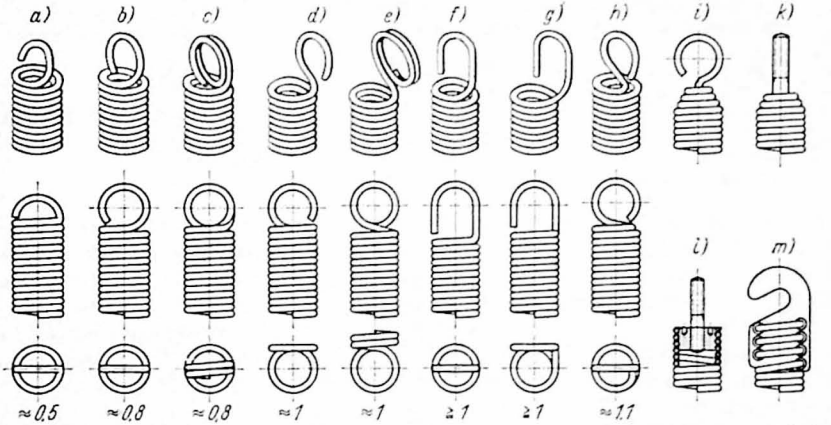


Bild 427. Ösenformen von Zugfedern nach DIN 2097 (die Zahlen geben das Verhältnis L_n/D_i an)
a) halbe Deutsche Öse, b) ganze Deutsche Öse, c) doppelte Deutsche Öse, d) ganze Deutsche Öse seitlich hochgestellt, e) Deutsche Doppelöse seitlich hochgestellt, f) Hakenöse, g) Hakenöse seitlich hochgestellt, h) Englische Öse, i) Haken eingerollt, k) Gewindebolzen eingerollt, l) Gewindestopfen eingeschraubt, m) Flachöse eingeschraubt

Tafel 120. Zulässige Abweichungen für die Länge L_0 unvorgespannter Zugfedern (nach DIN 2097)

L_0	Zulässige Abweichungen [mm]					
	grob		mittel		fein	
	bei Wickelverhältnis $w = D_m/d$					
	4 bis 8	über 8 bis 12	4 bis 8	über 8 bis 12	4 bis 8	über 8 bis 12
bis 10	±0,6	±0,7	±0,4	±0,5	±0,3	±0,4
über 10 bis 16	±0,8	±1,0	±0,5	±0,6	±0,4	±0,5
über 16 bis 25	±1,0	±1,3	±0,6	±0,7	±0,5	±0,6
über 25 bis 40	±1,3	±1,6	±0,8	±0,9	±0,6	±0,8
über 40 bis 63	±1,8	±2,2	±1,1	±1,3	±0,8	±1,1
über 63 bis 100	±2,4	±3,0	±1,5	±1,8	±1,1	±1,5
über 100 bis 160	±3,0	±4,0	±2,0	±2,4	±1,5	±2,0
über 160 bis 250	±4,0	±5,0	±2,5	±3,0	±2,0	±2,5
über 250 bis 400	±5,0	±6,5	±3,0	±4,0	±2,5	±3,0
über 400	±2% von L_0		±1,5% von L_0		±1% von L_0	

Länge des Federkörpers (Bild 426)

$$L_K \approx (i_g + 1)d \text{ [mm]}. \tag{265.1}$$

Unter der Prüflast $P_{prüf} = P_n$ beträgt die *Federlänge zwischen den Öseninnenkanten*

$$L_{prüf} = L_n = L_0 + \frac{P_n - P_V}{c} \text{ [mm]}, \tag{265.2}$$

und unter einer beliebigen Last $P \leqq P_{prüf}$ (z.B. Betriebslast P_1, $P_2 \cdots$)

$$L = L_0 + \frac{P - P_V}{c} \text{ [mm]}, \tag{265.3}$$

L_0 [mm] ungespannte Länge zwischen den Öseninnenkanten,
P_V [kp] Vorspannkraft.

Zugfedern werden ebenfalls in den Gütegraden *grob*, *mittel* und *fein* hergestellt. Zulässige Toleranzen für die ungespannte Länge L_0 siehe Tafel 120, für den Windungsdurchmesser D_m und die Last P unvorgespannter Zugfedern Tafel 118. Zulässige Abweichungen für Vorspannkräfte: grob $\pm$ 30%, mittel $\pm$ 15%, fein $\pm$ 7,5%. Bei vorgespannten Federn sind die zulässigen Kraftabweichungen für die Last P (Tafel 118) und die Vorspannkraft P_V zu addieren (nicht die Prozentsätze!). Zulässige Vorspannkraft $P_V \leqq 0{,}25 P_n$.

4.8.4 Berechnung der zylindrischen Schraubenfedern aus Runddraht

Die Draht- oder Stabquerschnitte der zylindrischen Druck- und Zugfedern werden auf Verdrehung beansprucht. Die Drahtkrümmung bewirkt eine ungleichmäßige Verteilung der Schubspannungen am Umfang des Drahtquerschnitts, und es wird daher zwischen einer *ideellen Schubspannung* τ_i (ohne Berücksichtigung der Drahtkrümmung nach Bild 428a) und der *maximalen Schubspannung* τ (mit Berücksichtigung der Drahtkrümmung nach Bild 428b) unterschieden. Bei ruhender oder zügiger Belastung braucht die Spannungserhöhung durch die Drahtkrümmung nicht berücksichtigt zu werden, da sie keine Festigkeitsminderung herbeiführt, bei dynamischer Belastung ist jedoch die größte Schubspannung τ maßgebend. Die Berechnung ist in DIN 2089 festgelegt:

$$\tau_i = \frac{8}{\pi} \frac{P D_m}{d^3} \leqq \text{zul}\tau_i \text{ [kp/mm}^2\text{]}, \tag{266.1}$$

$$\tau = \chi \tau_i \leqq \text{zul}\tau \text{ [kp/mm}^2\text{]}. \tag{266.2}$$

$$f = \frac{8}{G} \frac{i_f D_m^3 P}{d^4} \text{ [mm]}, \tag{267}$$

$$c = \frac{G}{8} \frac{d^4}{i_f D_m^3} \text{ [kp/mm]}, \tag{268}$$

P [kp] Betriebs- oder Prüflast,
D_m [mm] mittlerer Windungsdurchmesser,
d [mm] Draht- oder Stabdurchmesser (Tafeln 110 und 111),
i_f Anzahl der federnden Windungen,
G [kp/mm²] Gleitmodul des Federnwerkstoffes (= 8300 für kaltgeformte, = 8000 kp/mm² für warmgeformte Stahlfedern),
χ Beiwert nach Wickelverhältnis $w = D_m/d$ (Tafel 121).

Kaltgeformte Druckfedern sollen so dimensioniert werden, daß bei ihrem Zusammendrücken auf die Blocklänge die ideelle Schubspannung $\tau_i = 0{,}5\sigma_B$ nicht überschritten wird. Für den angeblockten Zustand der warmgeformten

Druckfedern ist $\text{zul}\tau_i$ Bild 429 zu entnehmen. Die zulässige ideelle Schubspannung $\text{zul}\tau_i$ von Zugfedern und die zulässige maximale Schubspannung $\text{zul}\tau$ der Zug- und Druckfedern unter dynamischer Beanspruchung sind von Fall zu Fall beim Hersteller zu erfragen. Als Richtwert für den zulässigen Spannungsausschlag diene: $\text{zul}\tau_a = 0{,}15 \cdots 0{,}2\sigma_B$. Die Prüflast $P_{prüf}$ für Druck- und Zugfedern ist so zu wählen, daß $\tau_{prüf} \leqq 0{,}45\sigma_B$.

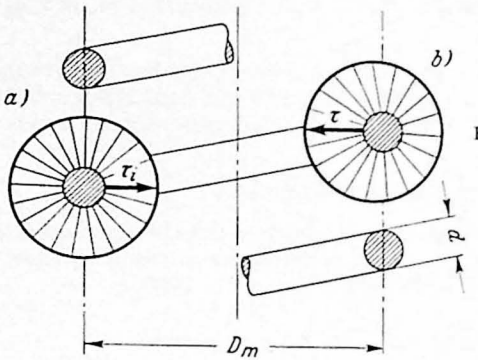


Bild 428. Schubspannungen am Querschnittsrand von zylindrischen Druck- und Zugfedern aus Runddraht
a) ohne Berücksichtigung der Drahtkrümmung, b) mit Berücksichtigung der Drahtkrümmung

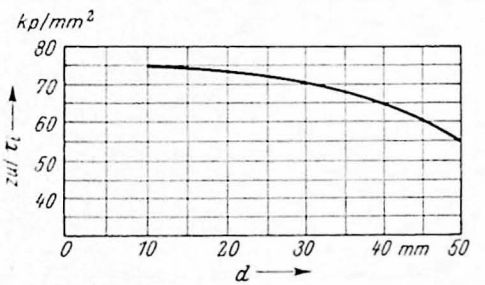


Bild 429. Zulässige Schubspannung $\text{zul}\tau_i$ von warmgeformten Druckfedern aus Federstahl mit $\sigma_B = 140$ kp/mm² (aus DIN 2089)

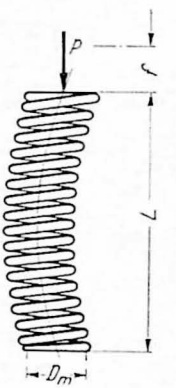


Bild 430. Ausknicken einer zylindrischen Schrauben-Druckfeder

Tafel 121. Beiwerte χ für schraubenförmige Druck- und Zugfedern (nach DIN 2089)

D_m/d	χ	D_m/d	χ	D_m/d	χ	D_m/d	χ	D_m/d	χ	D_m/d	χ	D_m/d	χ
3	1,55	4	1,38	5	1,29	6	1,24	8,5	1,16	12	1,11	18	1,07
3,2	1,51	4,2	1,36	5,2	1,28	6,5	1,22	9	1,15	13	1,10	20	1,06
3,4	1,47	4,4	1,34	5,4	1,27	7	1,20	9,5	1,14	14	1,09	25	1,05
3,6	1,44	4,6	1,32	5,6	1,26	7,5	1,19	10	1,13	15	1,09	30	1,04
3,8	1,41	4,8	1,31	5,8	1,25	8	1,17	11	1,12	16	1,08		

Schlanke Druckfedern unterliegen der Gefahr des Ausknickens (Bild 430). Unter der Voraussetzung, daß die Last in Richtung der geraden Federachse wirkt, muß die *Knicksicherheit von Stahlfedern* betragen:

$$S_K \approx \frac{2{,}8\,L}{f\left(\frac{vL}{D_m}\right)^2 + 1{,}1f} > 1 \text{ (üblich } 1{,}5\cdots 2), \tag{269}$$

v Lagerungsfaktor, $= 1$ für nicht geführte, $= 0{,}5$ für geführte Federn, ≈ 2 bei einseitigem Kraftangriff.

Für Federn aus Nichteisenmetallen ist die Knicksicherheit angenähert durch Multiplikation des Wertes aus Gleichung 269 mit dem Faktor $G/8300$ zu bilden, wenn G [kp/mm²] den Gleitmodul des Federnwerkstoffs bedeutet.

4.8.5 Zylindrische Druckfedern aus Vierkantdraht

In Sonderfällen (beengte Raumverhältnisse) werden Druckfedern auch aus Vierkantdraht hergestellt (Bild 431). Da ihre Fertigung unwirtschaftlich ist, sind sie möglichst zu vermeiden. Berechnung nach DIN 2090:

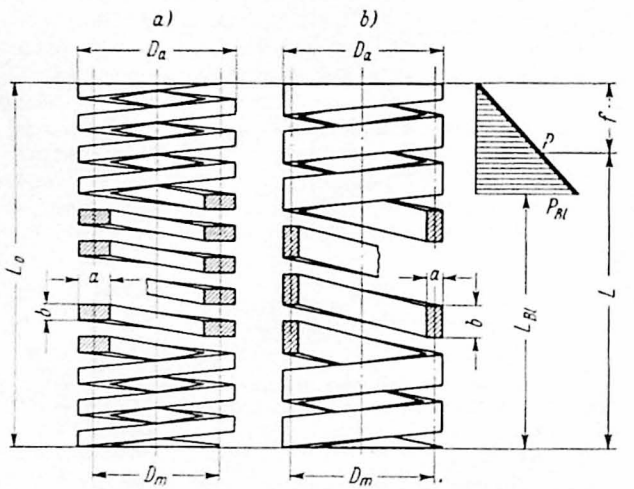


Bild 431. Zylindrische Schrauben-Druckfeder aus Vierkantdraht nach DIN 2090
a) hochkant gewickelt b) flachkant gewickelt

$$\tau = \psi \frac{P\,D_m}{a\,b\,|a\,b} \leqq \text{zul}\tau \text{ [kp/mm²]}, \tag{270}$$

$$f = \varepsilon \frac{P\,i_f\,D_m^3}{a^2\,b^2\,G} \text{ [mm]}, \tag{271}$$

$$c = \frac{a^2\,b^2\,G}{\varepsilon\,i_f\,D_m^3} \text{ [kp/mm]}, \tag{272}$$

ψ		Beiwert aus Bild 432,
ε		Beiwert aus Tafel 122,
P	[kp]	Betriebslast,
D_m	[mm]	mittlerer Windungsdurchmesser,
a	[mm]	Höhe des Drahtquerschnitts,
b	[mm]	Breite des Drahtquerschnitts,
i_t		Anzahl der federnden Windungen,
G	[kp/mm²]	Gleitmodul = 8100 kp/mm² für Stahlfedern.

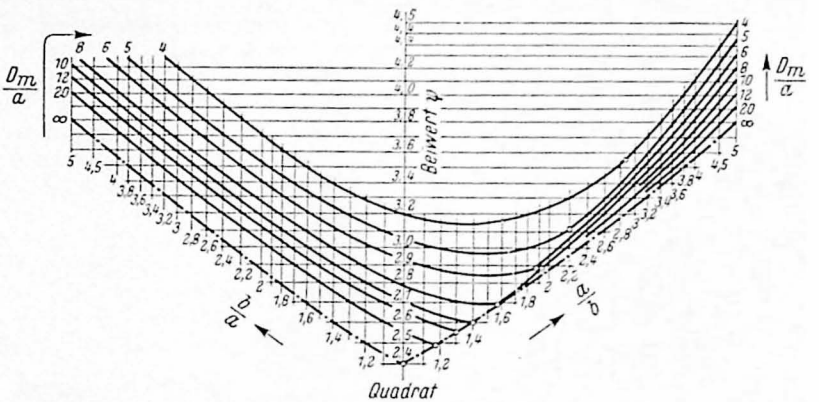


Bild 432. Beiwerte ψ für Schrauben-Druckfedern aus Vierkantstahl nach DIN 2090

Tafel 122. Beiwerte ε für Schrauben-Druckfedern aus Vierkantdraht (nach DIN 2090)

$\frac{a}{b}$ bzw. $\frac{b}{a}$	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2
ε	5,59	5,61	5,67	5,77	5,88	6,02	6,17	6,33	6,50	6,68	6,87
$\frac{a}{b}$ bzw. $\frac{b}{a}$	2,2	2,4	2,6	2,8	3	3,2	3,4	3,6	3,8	4	4,5	5
ε	7,26	7,67	8,09	8,51	8,95	9,39	9,83	10,28	10,73	11,19	12,33	13,48

4.9 Kegelige Druckfedern

Kegelfedern mit gleichbleibendem Kreis- oder Rechteckquerschnitt (Bild 433) kommen seltener vor. Ihre Berechnung kann mit folgenden Gleichungen näherungsweise durchgeführt werden:

$$\tau = \chi \frac{P\,D_{ma}}{2\,W_p} \leqq \text{zul}\tau \text{ [kp/mm²] für Runddraht,} \tag{273.1}$$

$$\tau = \psi \frac{P\,D_{ma}}{a\,b\,\sqrt{a\,b}} \leqq \text{zul}\tau \text{ [kp/mm²] für Vierkantdraht,} \tag{273.2}$$

$$f = \frac{i_f P}{16 J_t G} D_m (D_{mi}^2 + D_{ma}^2) \text{ [mm]}, \tag{274}$$

$$c = \frac{16 J_t G}{i_f D_m (D_{mi}^2 + D_{ma}^2)} \text{ [kp/mm]}, \tag{275}$$

χ	Beiwert nach Wickelverhältnis $w = D_m/d$ (Tafel 121),
ψ	Beiwert nach Seitenverhältnis a/b und Wickelverhältnis $w = D_m/a$ (Bild 432),
W_p [mm³]	polares Widerstandsmoment $\approx 0{,}2d^3$,
J_t [mm⁴]	Trägheitsmoment bei Verdrehung $\approx 0{,}1d^4$ für Runddraht, $= \zeta ab^3$ für Vierkantdraht (ζ aus Tafel 116 mit $h=a$),
i_f	Anzahl der federnden Windungen,
G [kp/mm²]	Gleitmodul des Federnwerkstoffs.

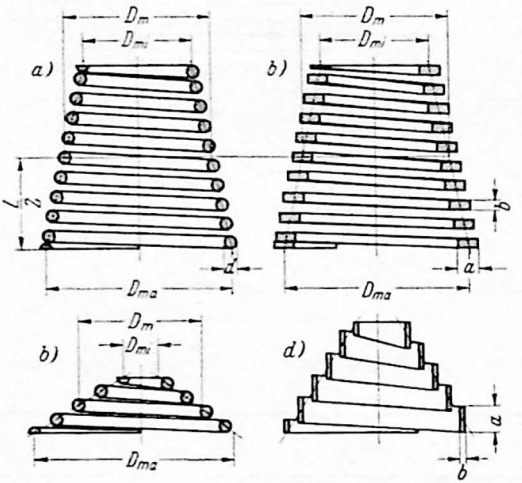


Bild 433. Kegelfedern
a) aus Runddraht,
b) aus Runddraht, Windungen ineinanderschiebbar,
c) aus Vierkantdraht,
d) aus Flachdraht, Windungen ineinanderschiebbar

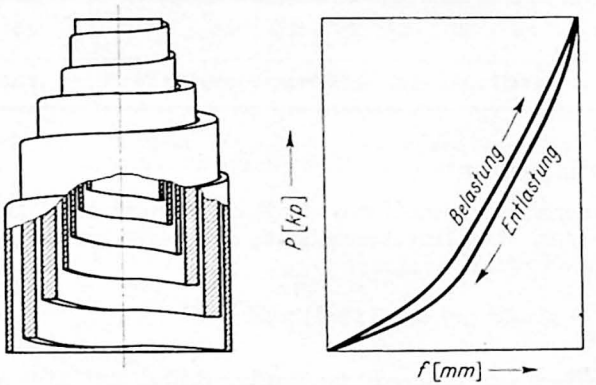


Bild 434. Kegelfeder mit veränderlichem Rechteckquerschnitt

Die Kegelfeder mit nach innen und außen abnehmendem Rechteckquerschnitt (Bild 434) eignet sich als Pufferfeder, da sie eine progressive Kennlinie besitzt, die einzelnen Gänge vollkommen ineinandergeschoben werden können (großer Federweg) und die Feder nur einen geringen Raum einnimmt. Da ihre Berechnung sehr kompliziert wäre, wird die Kennlinie durch Versuch bestimmt. Die größte Schubspannung kann angenähert mit Gleichung 273.2 ermittelt werden, wenn der kleinste Querschnitt zugrundegelegt wird. Auch die Windungen der Kegelfedern nach den Bildern 433b und d lassen sich vollkommen ineinanderschieben.

4.10 Gummifedern

Gummifedern werden zur Dämpfung von Schwingungen, Stößen und Geräuschen verwendet, z. B. zur Abfederung von Maschinen und Fahrzeugen, als Bindeglieder in elastischen Kupplungen, als federnde Anschläge (Puffer) u. dgl.

Außer dem Naturgummi gibt es den synthetischen Gummi (Kunstgummi), der unter dem Namen *Buna* (entstanden aus *Bu*tadien und *Na*trium) bekannt und zuerst in Deutschland hergestellt worden ist. Bunagummi hat im allgemeinen die gleichen Eigenschaften wie Naturgummi, zeichnet sich diesem gegenüber aber durch eine größere Hitze- und Alterungsbeständigkeit, eine größere Abriebfestigkeit und Beständigkeit gegen Benzin und Öle aus. In Tafel 123 sind die Verwendungstemperaturen einiger Gummisorten angegeben. Je nach Sorte und Mischung »gefriert« Gummi bei $-20 \cdots -70°$ C, d. h., er wird hart und spröde. Langandauernde Einwirkungen von hohen Temperaturen, Licht oder Sauerstoff beschleunigen das Altern, das sich beim Kunstgummi als Verhärtung und beim Naturgummi als Erweichung unter Rißbildungen bemerkbar macht.

Tafel 123. Verwendungstemperaturen verschiedener Gummisorten (nach VDI-Richtlinien)

Gummisorte	Verwendungstemperaturen [°C][1])	
	dauernd	vorübergehend[2])
Naturgummi	$-30 \cdots +60$	$-65 \cdots +100$
Buna-S-Gummi	$-25 \cdots +75$	$-50 \cdots +120$
Buna-SS-Gummi	$-20 \cdots +75$	$-35 \cdots +120$
Perbunangummi	$-25 \cdots +85$	$-50 \cdots +150$
Perbunan-extra-Gummi	$-20 \cdots +80$	$-30 \cdots +100$
Gummi aus Perduren G	$-15 \cdots +50$	—
Gummi aus Perduren H	$-15 \cdots +50$	—
Gummi aus Thiokol A	$-15 \cdots +50$	

[1]) Die angegebenen Temperaturgrenzwerte können von einer Mischung nicht gleichzeitig erreicht werden.

[2]) Unter besonderen Betriebsbedingungen und mit besonderen Mischungen erreichbar.

Gummi läßt sich mit Metallteilen durch Vulkanisation fest verbinden. Einbaufertige Formpreßteile sind unter verschiedenen Namen im Handel, z. B. unter *Gimetall*, *Schwingmetall*, *Metallgummi*, *Metalastik*. Die Haftfähigkeit des Gummis an Metall (Stahl, Messing, Bronze, Zink, Leichtmetall) ist so groß, daß es meistens eher zu einem Zerreißen des Gummis als zum Lösen der Gummi-Metall-Bindung kommt.

Gummi erreicht nur einen Bruchteil der Festigkeit von Stahl, hat aber diesem gegenüber eine außerordentlich hohe elastische Verformungsfähigkeit. Während die Federwirkung von Metallfedern durch eine entsprechende Formgebung erreicht wird (*Formfederung*), liegt die Federwirkung beim Gummi im Stoff selbst (*Stoffederung*). Gummi ist wie eine Flüssigkeit inkompressibel! Er kann daher nur federn, wenn er unter der Lastwirkung ausweichen kann (Bild 435). Eine wichtige Eigenschaft besteht in seiner Dämpfungsfähigkeit. Gegenüber Stahlfedern beträgt der Resonanzausschlag nur $^1/_5 \cdots {}^1/_{50}$. Die Dämpfungsarbeit A_D erreicht durch innere Reibung Werte von $30 \cdots 35\%$ der Formänderungsarbeit A_F. Gummi absorbiert ferner Körperschallschwingungen, da die Schallgeschwindigkeit in Gummi nur 45 m/s beträgt (330 m/s in Luft, 5100 m/s in Stahl). Deshalb eignet sich Gummi hervorragend zur Milderung der Fahrgeräusche von Kraftfahrzeugrädern (Gummireifen!).

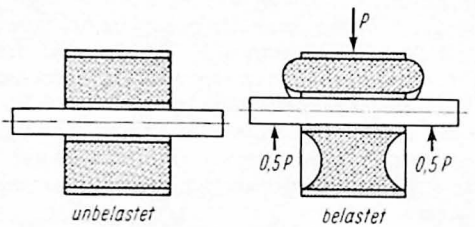


Bild 435. Verformung einer Gummifeder

Tafel 124. Mechanische Eigenschaften von Weichgummi der Gruppe A

	Gruppe A: Hohe Beanspruchung, Untergruppe			
	1	2	3	4
Weichheit	10 ··· 29	30 ··· 49	50 ··· 69	≧ 70
Stoßelastizität %	≧ 25	≧ 35	≧ 40	≧ 45
Zerreißfestigkeit kp/mm²	≧ 1,5	≧ 1,25	≧ 1	≧ 0,75
Dehnung %	≧ 200	≧ 300	≧ 400	≧ 500
Werkstoff	Naturgummi, Buna-S-Gummi, Perbunan-Gummi			

Nach DIN 53 503 werden die Gummisorten nach ihrer Zerreißfestigkeit in die Gruppen A, B und C eingeteilt. Für Federn kommt nur die Gruppe A mit der höchsten Festigkeit in Betracht. Nach der sog. *Weichheit* (10 ··· 29

gilt als *hart*, 30···69 als *mittelhart*, über 70 als *weich*) sind noch vier Untergruppen gebildet (Tafel 124). Oftmals wird anstelle der Weichheit auch die *Shore-Härte* angegeben (Zusammenhang zwischen Weichheit und Härte siehe Bild 436). Eine unerwünschte Eigenschaft ist das Kriechen, d.h. eine bleibende Formänderung unter ständiger Last. Das Kriechen ist aber nur bei hohen Beanspruchungen nachteilig. Der Gleitmodul G hängt ebenfalls von der Weichheit ab (Bild 437). Bei jeder Verformung bleibt das Gummivolumen nahezu erhalten. Die *Poissonsche Zahl* ist $m = -2$. Durch diesen Zusammenhang ergibt sich ein Elastizitätsmodul $E \approx 3G$, wenn keine seitliche Verformungsbehinderung auftritt. Infolge der Bindung mit Metall wird der Gummi stets an der Verformung behindert, und praktisch kann mit $E \approx 6{,}5G$ gerechnet werden (Bild 437). Er hängt jedoch auch von der Gestalt der Federn ab.

Gummifedern können in Verbindung mit Metallplatten oder -hülsen auf Zug, Druck oder Schub beansprucht werden (Zugbeanspruchung tunlichst

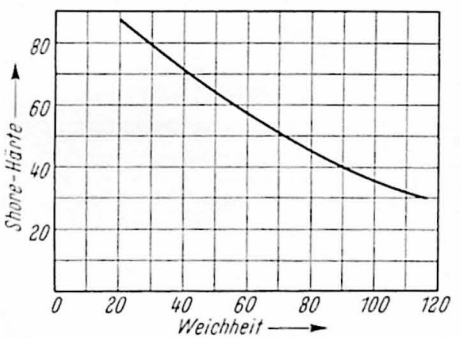


Bild 436. Zusammenhang zwischen Weichheit und Shore-Härte

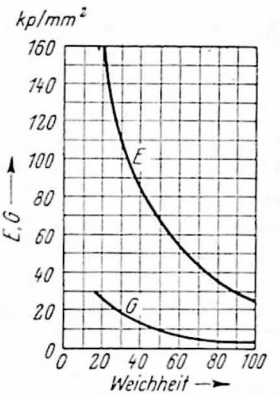


Bild 437. Statischer Gleitmodul G und statischer Elastizitätsmodul E von Gummifedern

vermeiden, da besonders zugbeanspruchter Gummi durch Einwirkung von Licht, Sauerstoff oder Ozon zur Rißbildung neigt). Die Vulkanisation von Gummiteilen wird um so gleichmäßiger und auch wirtschaftlicher, je mehr die Formgebung die Wärmeübertragung nach dem Innern der Gummimischung begünstigt, d.h., je kleiner die Gummiteile und je gleichmäßiger die Wanddicken sind, um so leichter sind sie vulkanisierbar. Scharfe Innenkanten und -ecken bzw. Einkerbungen sind wegen der Kerbempfindlichkeit des Gummis zu vermeiden (Ausrundungen oder Wulste vorsehen). Eine zusätzliche Verankerung des Gummis am Metallteil führt bei Verformung unter der Betriebslast zur vorzeitigen Zerstörung. Unterschneidungen, schräg liegende Bohrungen, nichtzentrierbare Einbettungen von Metallteilen u. dgl. sind zu vermeiden. Praktische Formen von Gummifedern und Einbaubeispiele zeigen die Bilder 438···442.

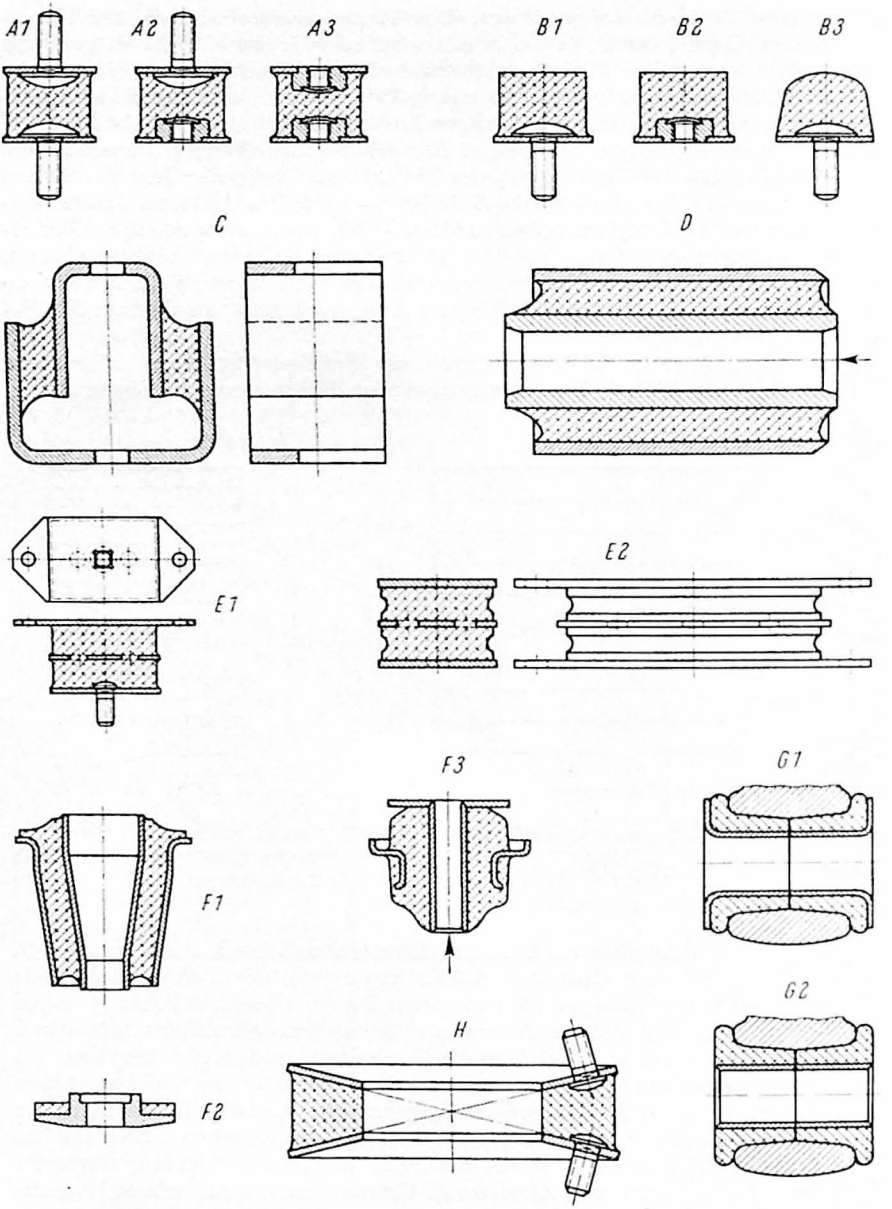


Bild 438. Metalastik-Federn (*Carl-Freudenberg, Weinheim/Bergstr.*)
A Rundlager, *B* Puffer, *C* Doppel-U-Lager, *D* Ultra-Buchse, *E* Flachlager, *F* Metacone-Lager, *G* Kegel-Flansch-Buchse, *H* Elastik-Kupplung

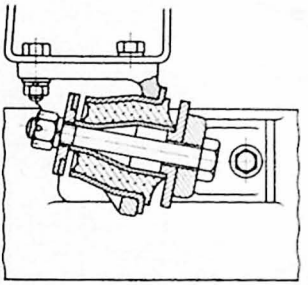


Bild 439. Aufhängung eines Motors an Metacone-Lagern (*Carl Freudenberg, Weinheim/Bergstr.*)

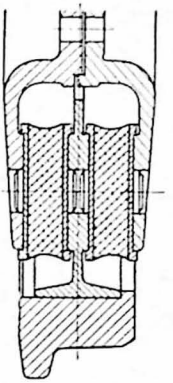


Bild 440. Mit Gummi gefedertes Straßenbahnrad (nach *Göbel*)

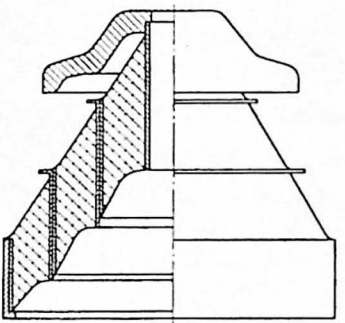


Bild 441. Dreistufige Gummifeder für die Abfederung einer Straßenbahn (nach *Göbel*)

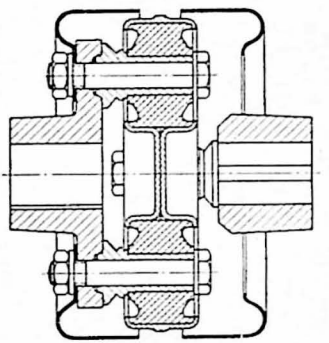


Bild 442. Silentblock-Gelenkkupplung (nach *Göbel*)

Für die *Grundformen der Gummifedern* (Bild 443) gelten folgende Berechnungsgleichungen:

1. *Schubscheibenfeder* nach Bild 443a (Beanspruchung auf Parallelschub; gültig bis 20% Verschiebung)

$$\tau = \frac{P}{F} \leqq \text{zul}\tau \ [\text{kp/mm}^2], \tag{276}$$

$$\gamma = \frac{G}{\tau} \ [\text{rad}], \tag{277}$$

$$f = s \tan\left(\frac{\tau}{G}\right) \ [\text{mm}], \tag{278}$$

$$c = \frac{P}{s \tan\left(\frac{\tau}{G}\right)} \ [\text{kp/mm}]. \tag{279}$$

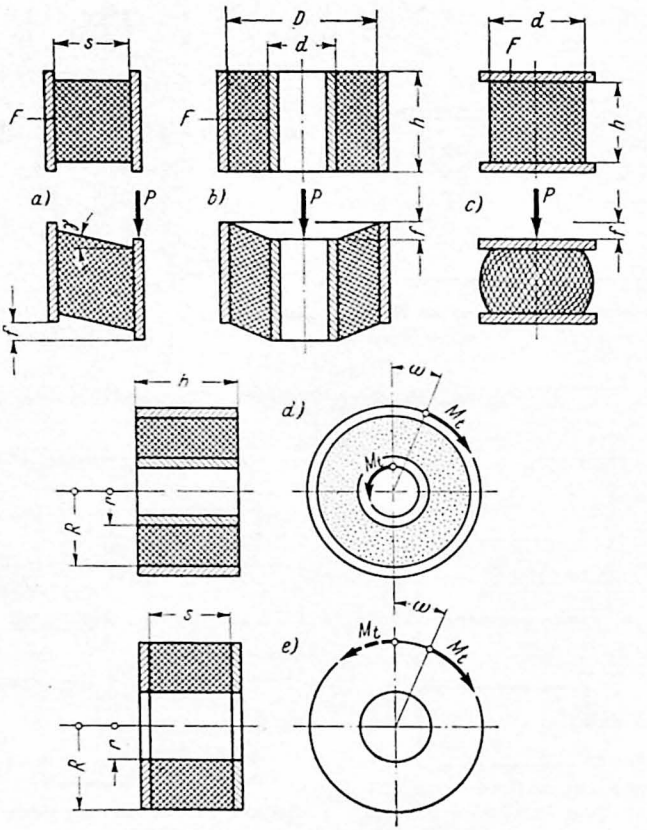


Bild 443. Grundformen von Gummifedern (Schwingmetall)
a) Schubscheibenfeder, b) Schubhülsenfeder, c) Druckfeder,
d) Drehschubfeder, e) Drehschub-Scheibenfeder

2. *Schubhülsenfeder* nach Bild 443b (Beanspruchung auf Parallelschub; gültig bis 20% Verschiebung)

$$\tau = \frac{P}{F} \leqq \text{zul}\,\tau \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{280}$$

$$f = \frac{P \ln \frac{D}{d}}{K\, 2\pi\, h\, G} \ \text{[mm]}, \tag{281}$$

$$c = \frac{K\, 2\pi\, h\, G}{\ln \frac{D}{d}} \ \text{[kp/mm]}. \tag{282}$$

3. *Druckfeder* nach Bild 443c (Beanspruchung auf Druck; gültig bis 20% Zusammendrückung)

$$\sigma = \frac{P}{F} \leqq \text{zul}\sigma \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{283}$$

$$f = \frac{P\,h}{F\,E} \ \text{[mm]}, \tag{284}$$

$$c = \frac{F\,E}{h} \ \text{[kp/mm]}. \tag{285}$$

4. *Drehschubfeder* nach Bild 443d (Beanspruchung auf Drehschub; gültig bis 40° Drehung)

$$\tau = \frac{M_t}{F\,r} \leqq \text{zul}\tau \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{286}$$

$$\omega = \frac{M_t}{4\,\pi\,h\,G}\left(\frac{1}{r^2} - \frac{1}{R^2}\right) \ \text{[rad]}, \tag{287}$$

$$c = \frac{4\,\pi\,h\,G}{\frac{1}{r^2} - \frac{1}{R^2}} \ \text{[kpmm/rad]}. \tag{288}$$

5. *Drehschub-Scheibenfeder* nach Bild 443e (Beanspruchung auf Drehschub; gültig bis 20° Drehung)

$$\tau = 0{,}65\,\frac{M_t\,R}{R^4 - r^4} \leqq \text{zul}\tau \ \text{[kp/mm}^2\text{]}, \tag{289}$$

$$\omega \approx 0{,}65\,\frac{M_t\,s}{(R^4 - r^4)\,G} \ \text{[rad]}, \tag{290}$$

$$c \approx \frac{(R^4 - r^4)\,G}{0{,}65\,s} \ \text{[kpmm/rad]}. \tag{291}$$

P	[kp]	Last,
M_t	[kpmm]	Lastdrehmoment,
F	[mm²]	kleinste Bindungsfläche zwischen Gummi und Metall,
γ	[rad]	Schubwinkel im Bogenmaß,
ω	[rad]	Verdrehungswinkel im Bogenmaß,
s	[mm]	Federdicke,
h	[mm]	Federhöhe,
R	[mm]	Außenhalbmesser der Gummifeder,
r	[mm]	Innenhalbmesser der Gummifeder,
K		Berechnungsbeiwert nach Tafel 125.

Tafel 125. Berechnungsbeiwert K für Schubhülsenfedern

$\frac{f}{D-d}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
K	1	0,93	0,89	0,84	0,81	0,8

Anhaltswerte für zulässige Spannungen siehe Tafel 126. Für *Zugfedern* (Bild 443c mit umgekehrter Lastrichtung) gelten die Gleichungen 283··· 285.

Tafel 126. Zulässige Spannungen in kp/mm² für Gummifedern (Erfahrungswerte)

Belastung	Zug	Druck	Parallelschub	Drehschub
statisch	0,1···0,2	0,3···0,5	0,1···0,2	0,2
zeitweiser Stoß	0,1···0,15	0,25···0,5	0,1···0,2	0,2
dyn. Dauerbelastung	0,05···0,1	0,1···0,15	0,03···0,05	0,03···0,1
Sonderfälle mit Anschlagbegrenzung	0,1···0,2	0,3···0,5	0,05···0,1	0,05···0,15

Die *Kennlinien der Gummifedern* sind gekrümmt, und zwar progressiv oder degressiv. Bild 444 zeigt als Beispiel die Kennlinien einer Hülsenfeder unter verschiedenen Lastrichtungen. Bei Verformungen bis zu den oben angegebenen Grenzen sind die Kennlinien nahezu gerade. Die Gleichungen für die

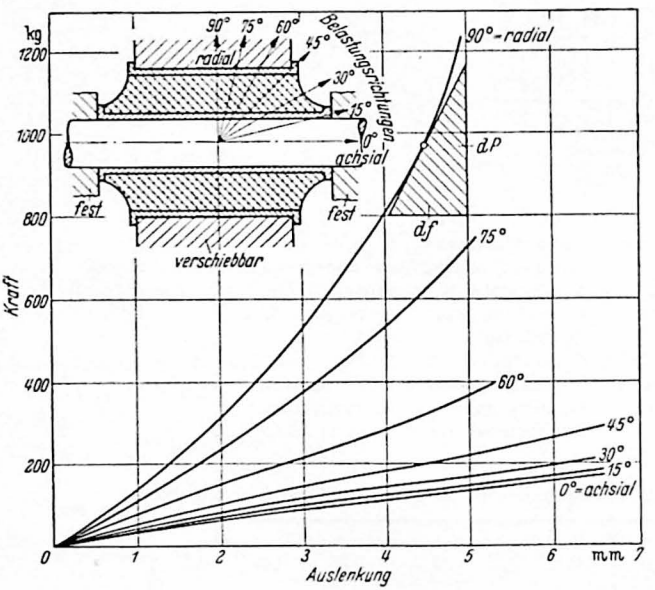


Bild 444. Kennlinien einer Hülsengummifeder bei verschiedenen Lastrichtungen (nach *Göbel*)

Federsteifen c genügen statischen Belastungen. Unter dynamischen Beanspruchungen wird die Federsteife größer, und zwar auf

$$c_{dyn} = k\,c \text{ [kp/mm, kpmm/rad]}, \tag{292}$$

c Federsteife bei statischer Belastung.
k Korrekturfaktor nach Bild 445.

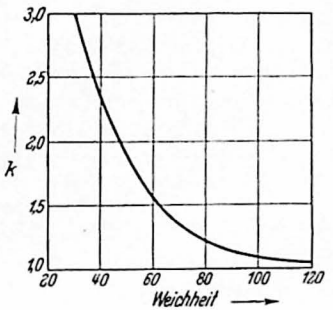


Bild 445. Korrekturfaktor k für die dynamische Federsteife (nach *Göbel*)

Quellenangabe

1. *Amedick, A.*: Dauerfestigkeitsverhalten von Schrauben, Konstruktion 4/53, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
2. *Beckstroem, J.*, und *F. Rihm*: Konstruktion und Werkstoff beim Schweißen im Großmaschinenbau, Konstruktion 11/55, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
3. *Bratt, E.*: Einige praktische Erfahrungen mit dem Druckölverfahren beim Ein- und Ausbau von Preßverbänden, Techn. Rundschau 41/54, Bern.
4. *Bruyne, de, N.A.*: Structural Adhesives for Metal Aircraft, Aero Research Technical Notes, Duxford, Cambridge 1953.
5. *Buch, W.*: Elektrische Geräte zum Überwachen der Energieversorgung in Industrieanlagen, Elektro-Technik 3/62.
6. *Colbus, J.*: Grundsätzliche Fragen zum Löten und zu den Lötverbindungen, Konstruktion 11/55, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
7. *Czech, F.*: Buckelschweißen von Massenartikeln, Bänder, Bleche, Rohre 8/61.
8. *Dampfkessel-Bestimmungen*, Technische Vorschriften für Dampfkesselanlagen, Entwurf 1960, Carl Heymanns Verlag KG, Berlin/Köln.
9. *Decker, K.-H.*: Maschinenelemente, Carl Hanser Verlag, München 1963.
10. *Decker, K.-H.*: Verbindungselemente, 3. Aufl., Fachbuchverlag Leipzig 1962.
11. *Decker, K.-H.*: Die Festigkeitshypothesen und ihre Anwendung, Die Technik 9/54, Verlag Technik, Berlin.
12. *Durrenbach, R.*: Verbindungen von Welle und Nabe, Konstruktion 10/54, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
13. *Elonka, St.*: Select Right Lock Nut for Each Problem, Power 96, Nr. 12/52.
14. *Erker, A.*: Eigenspannungen und zulässige Beanspruchung bei Schweißkonstruktionen, Konstruktion 12/53, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
15. *Friedrichs, J.*: Die Anwendung der Ringfeder in der Technik, Konstruktion 1/62, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
16. *Friedrichs, J.*: Die Problematik der formschlüssigen Verbindungselemente zwischen Nabe und Welle, Konstruktion 4/60, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
17. *Fromm, R.*: Punktschweißen im Stahlbau, Maschinenmarkt Juni 1962, Würzburg.
18. *Fuchs, C.*: Geschweißte Behälter, konstruktive Einzelheiten und Werkstoffragen, Konstruktion 1/54, Springer-Verlag, Berlin/ Göttingen/Heidelberg.

19. *Göbel, E.F.*: Gummifedern, Konstruktionsbuch 7, Springer-Verlag, Berlin 1945.
20. *Göbel, E.F.*: Gummi und seine konstruktive Verwendung, Konstruktion 7/53, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
21. *Götze, F.*: Oberflächengüte und Gestaltung, Konstruktion 9/54, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
22. *Gross, S.*: Berechnung und Gestaltung von Metallfedern, Konstruktionsbuch 3, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1951.
23. *Gürtler, G.*: Neuere Erkenntnisse über den Stand der Leichtmetallnietung, Konstruktion 7/55, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
24. *Hahn, K. F.*: Die Metallklebtechnik vom Standpunkt des Konstrukteurs, Konstruktion 4/56, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
25. *Hänchen, R.*: Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau, Carl Hanser Verlag München 1960.
26. *Häuser, K.*: Stirnzahnkupplungen, Der Maschinenmarkt 58/55, Coburg.
27. *Hempel, M.*: Untersuchungen an Eindraht-Schraubenfedern, Konstruktion 10/53, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
28. *Hentschel, G.*: Grundlagen der Bemessung lösbarer Schrumpfverbände, Konstruktion 4/56, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
29. *Hertzer, K.H.*: Die Dauerfestigkeit von Tellerfedern, Der Maschinenmarkt Okt. 1962, Würzburg.
30. *Jetter, H.*: Neue Klebstoffe und ihre Anwendung, Der Maschinenmarkt Juni 1962, Würzburg.
31. *Johnen, H.*: Hartlötungen bei niedrigen Temperaturen, Das Industrieblatt 6/60, Deva-Fachverlag, Stuttgart.
32. *Junker, G.*: Untersuchungen über das Arbeitsvermögen hochfester Schrauben und seine Bedeutung für die Dimensionierung und Gütewahl, Maschinenmarkt Okt. 1962, Würzburg.
33. *Kennel, E.*: Das Nieten im Stahl- und Leichtmetallbau, Carl Hanser Verlag, München 1951.
34. *Klosse E.*: Schweißtechnische Berechnungen, Werkstattbuch 102, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1951.
35. *Klosse, E.*: Festigkeitsberechnungen geschweißter Konstruktionen, Konstruktion 7/54, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
36. *Köhler, G.*, und *H. Rögnitz*: Maschinenteile Teil 1, B.G. Teubner Verlagsgesellschaft, Stuttgart 1960.
37. *Köhler, A.*: Rohrverbindungen für geschweißte Stahlrohrkonstruktionen, Industrie-Anzeiger 4/62, Verlag W. Girardet, Essen.
38. *Krimanis, Th.*: Das Punktschweißen im Stahlbau, Industrie-Anzeiger 5/62, Verlag W. Girardet, Essen.
39. *Lickteig, E.*: Konstruktive Gestaltung von Schraubenverbindungen, Konstruktion 4/56, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
40. *Mahlke, M.*: Tellerfedern, Das Industrieblatt 11/62, Deva-Fachverlag, Stuttgart.
41. *Matting, A.*, und *E. Rubo*: Die Metallklebtechnik in Deutschland, Der Maschinenmarkt 38/56, Coburg.
42. *Niemann, G.*: Maschinenelemente Bd. 1, Springer-Verlag, Berlin 1950.

43. *Panknin, W.*, und *U. Otzen*: Konstruktive Gestaltung von Zug- und Schenkelfedern, Industrie-Anzeiger 7/55, Verlag W. Girardet, Essen.
44. *Pemberton, H.N.*: Welding in Marine Engineering, Inst. Mechan. Eng. Proc. 167/1953.
45. *Petersen, C.*: Die Gestaltfestigkeit von Bauteilen, ZVDI 30/52.
46. *Rubo, E.*: Zweckmäßige Anwendung von Metallklebern, Konstruktion 7/55, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
47. *Rühl, K.H.*: Die verschiedenen Arten der Stützwirkung bei Beanspruchung metallischer Baukörper, Konstruktion 5/53, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
48. *Sass, F., Ch. Bouché* und *A. Leitner*: Dubbels Handbuch für den Maschinenbau Bd. 1, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1961.
49. *Schaefer, W.*: Festigkeit und Formänderungsvermögen gekerbter Bauteile bei zügiger Beanspruchung, Konstruktion 6/54, Springer-Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg.
50. *Schimpke, P., A. Horn* und *R. Hänchen*: Praktisches Handbuch der gesamten Schweißtechnik, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1952.
51. *Scholz, R.*: Die wichtigsten Kunststoffe, Das Industrieblatt 6/60, Deva-Fachverlag, Stuttgart.
52. *Toeldte, W.*: Klebeverbindungen, Konstruktion 5/55, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
53. *Triebnigg, H.*: Feste Verbindungen technischer Werkstoffe und Konstruktionsteile, Konstruktion 4/54, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
54. *Trietsch, F.K.*: Das Kleben von Metallen und seine Anwendung in der modernen Fertigung, Der Maschinenmarkt 7/55, Vogel-Verlag, Coburg.
55. *Trietsch, F.K.*: Neuzeitliche Bindemittel und das Kleben von Metallen, Konstruktion 4/54, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
56. *Tschech, E.*: Theoretische Untersuchungen über das Ausschlagen von Bolzenverbindungen, Konstruktion 2/54, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
57. *Ulmer, K.*, und *G. Hennig*: Metallkleben als wärmearmes Verbindungsverfahren, Mitteilung aus dem Institut für Werkstoffkunde der TH Hannover, Klepzig-Fachberichte 1962.
58. *Wagner, H.*: Wirtschaftliches und schweißgerechtes Konstruieren, Konstruktion 6/54, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
59. *Wehr, Gg.*: Die Anwendung von Toleranzringen im Werkzeugmaschinenbau, Konstruktion 8/53, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
60. *Wehr, Gg.*, und *F. Schultes*: Toleranzringe, Konstruktion 2/53, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
61. *Welte, A.*: Konstruktions- und Maschinenelemente, Konstruktion 9/56, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
62. *Wernitz, W.*: Die Tellerfeder, Konstruktion 10/54, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.
63. *Wiegand, H.*, und *B. Haas*: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen, Springer-Verlag, Berlin 1951.

64. *Witte, Fr.*: Geschweißte Kessel bei Dampflokomotiven der Deutschen Bundesbahn, Konstruktion 5/53, Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg.

Von folgenden Firmen wurden Kataloge oder Prospekte verwendet:

1. Blindniete: *Gebr. Titgemeyer*, Osnabrück,
   Kerb-Konus-Gesellschaft, Schnaittenbach/Oberpfalz,
   Gebr. Happich GmbH, Wuppertal-Elberfeld.
2. Buckelschweißen: *Siemens-Schuckert-Werke AG*, Erlangen.
3. Gummifedern: *Carl Freudenberg*, Weinheim/Bergstr.
4. Kerbstifte: *Kerb-Konus-Gesellschaft*, Schnaittenbach/Oberpfalz.
5. Schraubensicherungen: *Adolf Schnorr KG*, Maichingen b. Stuttgart,
   Dubo-Schweitzer GmbH, Darmstadt,
   Delo GmbH, München 13.
6. Spannelemente: *Ringspann GmbH*, Bad Homburg,
   Rudolf Spieth, Eßlingen/Kannenberg.
7. Sicherungsringe und -scheiben: *Orbis GmbH*, Schneidhain/Taunus.
8. Spiralstifte: *William Prym-Werke KG*, Stolberg/Rhld.
9. Stirnverzahnung: *Albert Hirth AG*, Stuttgart-Zuffenhausen.
10. Tellerfedern: *Adolf Schnorr KG*, Maichingen b. Stuttgart.
11. Toleranzringe: *Deutsche Star Kugelhalter GmbH*, Schweinfurt.

Sachwortverzeichnis

A

Abbrennstumpfschweißen 114
Abhitze-Dampfkessel 89
Aethoxilinharz 134
Allgemeine Baustähle 12
Aluminothermisches Schweißen 40, 114
Aluminium-Legierungen 174
Anker 81
Anschweißenden 209
Anstrengungsverhältnis 37
Anziehen von Schrauben 224
Anzugsmoment 223
Anzugsspannung 224
Arbeitsspeicher 333
Arbeitstemperatur 122
Arbeitsvermögen der Schrauben 242
Art-Nutzwert 344
Ausführungsgüte der Schrauben 219
Ausgleichszahl 97
Aushalsung 87
Ausknicken einer Druckfeder 383
Ausschlagsfestigkeit 14
Ausschnitte für Stutzen 85
Außengewinde 203
Außenteile 183
Außenzentrierung 275
Austreibekraft 260

B

Bauschinger-Effekt 24
Baustähle 10, 12
Befestigungsschrauben 203
Behälterlötungen 132
Berechnungsteilung 155
Berechnungstemperatur 68
Betriebsüberdruck 74
Bewegungsschrauben 250
Bezogenes Spannungsgefälle 31
Biegedruck 168
Biegeelastische Gewinde 228
Biegefester Schweißanschluß 101
Biegestäbe 102
Biegestreckgrenze 13
Biegezug 168
Bindefestigkeit 142
Blattfedern 349
Blechschließer 145
Blindniete 171, 181
Blocklänge 376, 378
Bolzen 324
Bördelverbindungen 182
Brandenberger 19
Bruchtheorie 18
Brückenbau 90, 155
Buckelschweißen 120
Buna 387

C

Chobert-Blindniet 172, 182

D

Dampfkessel 60
Dämpfungsarbeit 345
Dämpfungsfaktor 345
Dauerbruch 35
Dauerfestigkeit 13, 25
Deckenstehbolzen 83
Deformationsarbeit 26
Dehnpreßpassung 184
Dehnschrauben 237
Deutsche Öse 380
Differenzkraft 198, 201, 238, 241, 293
Döpper 144
Dornniet 173
Drehschubfeder 393
Drehschub-Scheibenfeder 393
Drehstabfedern 371
Drehungsstreckgrenze 13
Drehwinkel 314
Dreikantschrauben 209
Dreipunktanlage 261
Druckbehälter 60, 147
Druckfedern 374, 384
Druckhülsen 307
Druckkörper 199
Druckmuttern 227
Druckspindeln 256
Druckstab 165
Dubo-Sicherung 216
Durchgangslöcher 207

Durchsteckschrauben 247
Durchziehniet 171
Durchzüge für Schrauben 212

E

Ebene Böden 80
Eckstöße mit Rohren 106
Eigenfrequenz 336
Eigenspannungen 34
Einbrand 50
Einbrandkrater 52
Einfache Blattfedern 349
Einführungsspiel 194
Einflußfaktoren für Schweißverbindungen 113
Einhalsung 87
Einheitsfederung 333
Einheitskraft 239
Einlegekeil 262
Einsatzstähle 12
Einschraubende 209
Eintreibekraft 259
Eisenbegleiter 15
Elastische Beanspruchung 191
Elastic-Stopmuttern 214
Elastizitätsmodul 80, 186
Englische Öse 381
Epoxydharz 134
Ertstes Fließen 22
Erwärmungstemperatur 194
Evolventenzahn-Verbindungen 274

F

Fächerscheibe 215
Fachwerkträger 90
Falzen 183
Federarbeit 334, 344
Federklammern 350
Federkonstante 334
Federn 333
Federsteife 302, 333
Federring 215
Federungsgleichung 344
Fehlhebel 107
Feingewinde 204
Festigkeitshypothesen 37
Festigkeitskennwerte 64
Feuerschweißen 114
Fischgrätenstoß 106
Flachgewinde 252
Flachkehlnaht 51
Flachkeil 257
Flachkopf 170
Flankenkehlnähte 53
Flankenpressung 257
Flankenzentrierung 275
Flanke von Schrauben 203
Fließgrenze 13
Formfederung 388
Formschlüssige Verbindungen 7
Formschlußmoment 260
Formschlußsicherungen 213
Formziffer 29, 270
Fräswinkel 314
Fugenlöten 124
Fugenpressung 185, 288
Fugensteifigkeit 186
Fugenvorbereitung 43
Füllungsstäbe 90

G

Gasschweißen 114
Gegenhalter 144
Gegenmuttern 214
Gelenkstifte 329
Gelötete Behälterböden 128
Geschichtete Blattfedern 350
Geschichtete Drehstabfedern 373
Geschlitzte Naben 294
Geschlossene Druckbehälter 60
Geschweißter Boden 79
Gestaltfestigkeit 28, 110, 112, 131, 176, 233, 301, 370
Gestufte Blattfedern 353
Geteilte Naben 292
Gewaltbruch 26
Gewichts-Nutzungsgrad 345
Gewinde 203, 250
Gewindedrehmoment 223
Gewindefeinheit 230
Gewindestifte 209
Gewindetiefe 203
Gewölbte Böden 78
Gießharze 134
Gimetall 388
Gitterelastizitätsmodul 21
Gitterfließspannung 23
Gitterspannung 19
Glättung 188
Gleichdicke 281
Gleitbeanspruchung 152
Gleitfedern 270
Gleitgrenze 152
Grauguß 13
Grenze bleibender Verformung 230
Grenzflächenreaktionen 135
Grenztragmoment 260, 271, 278, 283, 296
Grobgewinde 204

Güteklassen der Schweißverbindungen 46
Güte von Schrauben 219
Gummifedern 387
Gurtplatten 91

H

Haftbeiwerte 192
Haftkraft 185
Haftmaß 187, 200
Haftsicherheit 248
Halbmondringe 327
Halbrundkopf 170
Halsnähte 102
Halsniete 167
Halsungen 87
Haltbarkeit von Schrauben 231
Hartlöten 122
Hauptblatt 350
Hauptlasten 95
Heli-Coil-Gewindeeinsatz 228
Herstellung von Schrauben 219
Hilfsgrößen 186
Hirthverzahnung 310
Hochbau 90, 155
Hochpolymere Bindemittel 134
Hohlkehlnaht 51
Hohlkeil 257
Holzblindniet 182

I

Innengewinde 203
Innenteile 183
Innenzentrierung 275

K

Kaltgeformte Druckfedern 374
Kaltkleber 134
Kaltpreßschweißen 39, 114
Kaltverfestigung 27
Kaltverformung 34
Kastenträger 90
Kegel 286
Kegelfedern 385
Kegelige Wellenenden 287
Kegelkopf 170
Kegelschüsse 76
Kegelstifte 317
Kehlnähte 41
Keilwellen 274
Kennlinien von Federn 333
Kerbnägel 322
Kerbstifte 320
Kerbwirkungen 29
Kerbwirkungszahl 30
Kerbzahn-Verbindungen 274
Kern von Schrauben 203
Kerpin-Blindniete 181
Kessel 60, 147
Kesselböden 78
Kettennähte 115, 145
Klebeverbindungen 134
Klemmlänge 145
Klemmverbindungen 290
Knicksicherheit 256
Knickzahlen 103, 177
Knotenbleche 161
Knotenpunkt 90, 94, 178
Kraftbegrenzung 333
Kraftfluß 29, 52
Kraftmessung 333
Kraftschlüssige Spannelemente 295
Kraftschlüssige Verbindungen 7
Kraftschlußmoment 260
Kraftschlußsicherungen 215
Kranbau 90, 155
Krempe 78
Kontermuttern 214
Kopfdrehmoment 223
Kopfmacher 144
Kopfniete 167
Kopfschrauben 209
Korrosionsgefährdete Schrauben 221
Korrosionswirkungen 34
Kunstgummi 387
Kunststoffschweißen 39

L

Lamésche Gleichungen 20
Längskeile 257
Längspreßpassung 184
Längsstifte 333
Längsstöße von Rohren 106
Laschennähte 124
Laschennietungen 145
Lastausschlag 8
Lastfälle 8, 95
Lastspiel 8
Leichtmetallbau 169
Lenkerfedern 356
Lichtbogenschweißen 114
Linksgewinde 206
Lochleibung 119, 164
Lösbare Verbindungen 7
Lösemoment 224

M

Malmedie-Bibby-Kupplung 357
Mehrgängige Gewinde 252

Mehrteilige Stäbe 161
Metalastik 388
Metallgummi 388
Metallkleben 134
Metallschweißen 39
Metrische Kegel 286
Metrisches Gewinde 204
Mindestwanddicken der Kessel 73
Mittelspannung 14
Mittelwarzen 350
Momentenanschluß 167
Morsekegel 286

N

Nabenverbindungen 257
Nahtarten von Schweißverb. 41, 114
Nahtaufbau von Schweißnähten 41
Nahtdicke 98
Nasenkeil 263
Naturgummi 387
Nennspannung 28
Nichteisenmetallniete 143
Nietabstände 158
Nietenzieher 145
Nietfehler 144
Nietlöcher 143, 155
Nietstifte 181
Nietverbindungen 143
Normalglühen 62
Nutkeile 257

O

Oberflächen von Schrauben 221
Ösenformen 380
Olympic-Blindniet 172
Omega-Verfahren 104

P

Palmuttern 214
Passungsrost 221
Paßfedern 270
Paßschrauben 247
Petersen 32
Pfannenkopf 170
Phenolharz 134
Plankerbverzahnung 310
Plastische Beanspruchung 191
Plastische Kaltverformung 34
Platten, verschweißte 81
Polyaethylenharz 134
Polygon-Profile 281
Polymerisation 135
Preßpassungen 193
Preßschweißen 39
Preßschweißverbindungen 114
Preßverbände 284
Preßverbindungen 183
Prüflast 377
Pufferfedern 346
Punktschweißen 115

Q

Queranker 83
Querbelastete Schrauben 247
Querkeile 266
Querpreßpassung 183
Querschotte 90
Querstifte 330
Quetschgrenze 13

R

Radius der Ersatzkerbe 32
Rastlinien 35
Rauhtiefe 188
Raumelastizitätsmodul 21
Raumspannung 19
Rechteckige Drehstabfeder 373
Rechtsgewinde 206
Reduzierte Reibungszahl 223
Reibkorrosion 192, 221
Reihennähte 115
Ringfedern 345
Ringfeder-Spannelemente 295
Ringfeder-Spannsätze 299
Ringfeder-Sternscheiben 304
Rohniet 143
Rohre für Kessel 85
Rohrkonstruktionen 104
Rohrniete 181
Rückenspiel 270
Runde Stabfeder 371
Rundgewinde 206
Rutschkraft 185, 302
Rutschsicherheit 38

S

Sägengewinde 252
Sattelbleche 106
Schaft 143
Schaftschrauben 209
Schäftung 129
Scheibenfeder 271
Scheibenkeil 264
Schellhammer 144
Schenkelfedern 360
Scherbuchsen 247
Scherelemente 248
Schlankheitsgrad 104

Schließringe 327
Schmelzschweißen 39
Schnorrsicherung 215
Schraubenbolzen 203
Schraubendrehungsfedern 360
Schraubenenden 209
Schrumpfanker 199
Schrumpfpreßpassung 183
Schrumpfringe 195
Schubhülsenfeder 392
Schubscheibenfeder 391
Schüsse der Kessel 61
Schweißeignung der Stähle 47
Schweißlinse 118
Schweißlöten 122
Schweißmuttern 211
Schweißspannungen 49
Schweißverbindungen 39
Schweißwulst 51
Schweißzeichen 43
Schwellbereich 8
Schwellfestigkeit 15
Schwingende Belastung 8
Schwingmetall 388
Schwingungssysteme 335
Seegerringe 324
Seeger-Schraubensicherung 217
Selbsthemmung 256, 260, 288
Setzkopf 143
Shore-Härte 389
Sicherheiten 35
Sicherheit gegen Abheben 243
Sicherheitsbeiwert 69
Sicherungen für Schrauben 213
Sicherungsringe 324
Sicherungsscheiben 324
Sickenverbindungen 182
Spaltlöten 124
Spannelemente 295
Spannhülsen 247, 319
Spannstifte 319
Spannungsfreiglühen 61
Spannungsgefälle 31
Spannungsgleichung 344
Spannungskörper 199
Spannungsquerschnitt 231
Spannungszylinder 241
Spieth-Druckhülsen 307
Spindeln 250
Spiralfedern 358
Spitzgewinde 204
Splinte 324
Sprengkraft 289
Sprengniet 174
Sprengringe 325
Stahlbau 90, 155
Stahlguß 12
Stahlgüte der Schrauben 219
Stahlleichtbau 115
Stahlniete 143
Stahlrohrkonstruktionen 104
Ständige Last 95
Starrschrauben 237
Steckstifte 330
Stegblechlängsstöße 102
Stegblechquerstoße 103
Stegblechträger 90
Stehbolzen 81
Steigung 203
Steinschrauben 209
Stemmblech 150
Stiftschrauben 209
Stiftverbindungen 316
Stirnkehlnähte 53
Stirnnähte 41
Stirnverzahnung 310
Stoffederung 388
Stoffschlüssige Verbindungen 7
Stoßarbeit der Schrauben 242
Stoßarten der Schweißverb. 40
Stoßdämpfung 333
Stoßzahl 10, 97
Strangpressen 170
Streckgrenze 13
Streckgrenze der Schrauben 232
Streichmaß 163
Stulpmuttern 227
Stumpfnähte 41
Stützwirkung 29
Stutzen an Kesseln 85
Superpositionsgesetz 18

T

Taillenschrauben 237
Tangentkeile 264
Tellerfedern 362
Temperguß 12
Tetrachlorkohlenstoff 136
Thermoplastische Kunststoffe 48
Toleranzringe 300
Tragmoment 296
Tragschrauben 246
Tragsicherheit 262, 273
Tragwerke 90
Trapezförmige Teller 371
Trapezgewinde 251
Treibkeil 257
Trichloraethylen 136

U
Überlapptnähte 124
Überlapptnietungen 145
Übermaß 183
Übermaßverlust 188
Ungleichschenklige Schweißnaht 93
Universalstoß 99
Unlösbare Verbindungen 7
Unterkühlungstemperatur 194
Usit-Ring 216

V
Verankerungen 82
Verbindungslängsnähte 102
Verformungsarbeit 334
Vergleichsspannung 37
Vergütungsstähle 11, 12
Verjüngung 286
Verkehrslast 95
Verschwächungswert 69
Verschweißte Platten 81
Verspannungsbild 197, 238, 292
Versteifungen an Kesseln 82
Verstemmen 49
Vielkeilverbindungen 274
Vollböden 61
Vollwandträger 90
Volumenelastizität 22
Volumen-Nutzungsgrad 345
Vorspann-Fugenpressung 292
Vorspannkraft 196, 223, 259, 286, 292
Vorspannmoment 223, 260

W
Wärmebehandlung der Kessel 62
Wärmedehnungsbeiwerte 195
Warmfeste Schrauben 244
Warmfestigkeit 64
Warmgeformte Druckfedern 378
Warmkleber 134
Warmniete 145
Wechselbereich 8
Wechselfestigkeit 14
Weichheit des Gummis 388
Weichlöten 122
Werkstoffe 10, 219, 336
Wertigkeit 69
Whitworth-Gewinde 204
Widerstandsschweißen 40, 114
Windungsspiel 376
Wirkungsgrad der Schrauben 255
Wöhlerschaubild 16
Wölbkehlnaht 51
Wurzelmaß 163

Z
Zahnkupplung 312
Zahnprofile 277
Zeitfestigkeit 16, 25
Zeitstandfestigkeit 27
Zickzacknähte 115, 145
Zugfedern 380
Zügige Belastung 8
Zugmuttern 227
Zugscherbeanspruchung 140
Zugstab 165
Zulässige Beanspruchung 37
Zulegestoffe 122
Zusatzlasten 95
Zusatzzeichen für Schweißnähte 43
Zweiarmige Blattfedern 349
Zweikomponentenkleber 134
Zweipunktanlage 260
Zylinderstifte 316
Zylindrische Druckfedern 374
Zylindrischer Schuß 73
Zylindrische Zugfedern 380

BÜCHER FÜR DIE INGENIEURAUSBILDUNG UND BETRIEBSPRAXIS

DAS FACHWISSEN DES INGENIEURS

Werkzeuge und Werkzeugmaschinen
für spanende Mettallbearbeitung. Von Baurat Dipl.-Ing. D. H. Bruins. Teil I: Zerspanungslehre - Getriebelehre - Bauteile - Ausrüstung. Teil II: Ausgeführte Werkzeuge und Werkzeugmaschinen

Zeichnerische Darstellungsmethoden
Von Dipl.-Ing. H. Berns

Kraft- und Arbeitsmaschinen
Von Prof. Dr.- Ing. A. T. Hansen

Kunststoffkunde für Ingenieure
Von Dr.-Ing. C. M. Frhr. von Meysenbug

DAS FACHWISSEN DES TECHNIKERS

Einführung in die technische Mathematik
Von Dr.-Ing. R. Kurtz

Wärmebehandlung der Stähle
Von Direktor Dipl.-Ing. H. Stüdemann

Werkstoffprüfung und Fehlerkontrolle in der Metallindustrie
Von Direktor Dipl.-Ing. H. Stüdemann

Die Elektrotechnik f. den Maschinenbauer
Von Oberingenieur G. Flegel

Spanende Werkzeugmaschinen
Von Dipl.-Ing. W. Charchut

Vorrichtungsbau
Von H. E. Scheibe und Dr.-Ing. C. J. Schleiffer
3. Auflage

Maschinenelemente
Von Obering. K. H. Decker

Mechanik und Festigkeitslehre
Von Ing. K. Goergen und Ing. A. Tiedtke

Gegossene Maschinenteile
Von Dipl-Ing. Baurat Richard Hänchen

Getriebelehre Teil I: Getriebeanalyse
Von K. Hain

CARL HANSER VERLAG MÜNCHEN 27

Getriebelehre Teil II: Getriebesynthese
Von K. Hain

BÜCHER FÜR DIE INGENIEURAUSBILDUNG UND BETRIEBSPRAXIS

Maschinenelemente in der Werkzeichnung

Entwurf und Gestaltung normrichtiger und werkstattreifer Werkzeichnungen. Von Ing. **Adolf Frischherz** und Ing. **Rudolf Domayer,** Wien. 206 Seiten mit 420 Bildern, 45 Tabellen. 118 Zeichenaufgaben und 17 Zeichenprogrammen, 1960, Kart. 16.50 DM, Ln. 19.80 DM.

Inhalt: Die Werkzeichnung – Bemaßung der Werkstücke – Werkstücke in der Schnittdarstellung (Zeichnerische Darstellung geschnittener Werkstücke), Oberflächenzeichen und Oberflächenangaben – Abmaße und Passungen – Durchdringungen und Verschneidungen – Schweißverbindungen. Werkstoffe (Die Werkstoffangabe in der Stückliste, Normung, Eigenschaften, Verwendung) – Zeichenprogramme.

Neue Festigkeitsberechnung für den Maschinenbau

Von Dipl.-Ing. Baurat **R. Hänchen,** Braunlage (Harz). 2., vermehrte Auflage. 312 Seiten mit 379 Abbildungen. Format 14,8 × 21cm. 1960. Leinen 19.80 DM,

Inhalt: Betriebsdauerbrüche der Maschinenteile – Grundbegriffe der Dauerfestigkeit (Schwingungsfestigkeit) – Spannung und Dehnung – Vier Hauptsätze als neue Grundlage der Elastizitäts- und Festigkeitslehre, Theorie der Raum- und Gitterspannungen – Festigkeit der Konstruktionsstähle – Belastung der Bauteile Beanspruchungsarten der Bauteile und Nennspannungen – Oberflächengüte der Bauteile – Kerbwirkung – Nabensitze – Konstruktive Maßnahmen zur Verminderung der Kerbwirkung – Gestaltfestigkeit und Spannung im Gefahrenzustand – Nennspannung im Gefahrenzustand – Betriebssicherheit – Zulässige Spannungen – Berechnungsverfahren – Bauliche Maßnahmen und Berechnungsbeispiele.

Betriebstechnisches Taschenbuch

Herausgegeben von Obering., Dipl.-Ing. **Hugo Kotthaus** Düsseldorf. 6., völlig neu bearbeitete Auflage. 790 Seiten mit 509 Abbildungen und 202 Tafeln. Format 12,5 × 17,5 cm. 1959. In Kunststoff gebunden 22.– DM.

Inhalt: Allgemeine Grundlagen – Werkstoffe und Hilfsstoffe – Arbeitsverfahren und Vorrichtungen: Spanende Bearbeitung, Stanzereitechnik, Brennschneiden und Schweißen, Löten, Wärmebehandlung metallischer Stoffe, Oberflächenbehandlung, Vorrichtungen und Spannzeuge. — Messen und Prüfen — Elektrotechnik für den Betriebsingenieur. — Sonderaufgaben: Betriebsorganisation, Arbeitsvorbereitung, Arbeits- und Zeitstudien, Betriebliches Rechnungswesen.

CARL HANSER VERLAG MÜNCHEN 27

Bitte verlangen Sie ausführliche Prospekte oder unser Gesamtverzeichnis technischer Bücher!